Nb
2427
№ 1216

К. БАХ

ДЕТАЛИ МАШИН

Том II

ВЫПУСК ТРЕТИЙ

RS 3935

«КНИГА»
ЛЕНИНГРАД — 1929 — МОСКВА

C. BACH

DIE MASCHINEN-ELEMENTE IHRE BERECHNUNG UND KONSTRUKTION

Ленинградский Областлит № 32630 Тираж 4200 — 12 л. Заказ № 1389.

Государственная типография имени Евгении Соколовой. Ленинград, просп. Красных Командиров, 29.

Отдел четвертый.

Прочие детали, служащие для вращательного движения.

А. ЦАПФЫ.

Цапфы представляют собой тела вращения, которые охватываются соответственной формы полыми телами, называемыми подшипниками, буксами или втулками, и делают возможным вращение в пространстве тех деталей, к которым принадлежат они сами или только что названные части. При этом цапфа и подшипник взаимно опираются друг на друга. В зависимости от направления давления между цапфой и подшипником, т.-е. давления на цапфу, различают цапфы в узком смысле этого слова и пяты. Когда направление давления на цапфу совпадает с осью вращения, цапфу называют пятою. Если же давление на цапфу пересекает ось под прямым углом, то эта деталь носит название собственно цапфы. В действительности, равнодействующее давление на цапфу часто не совпадает ни с одним из указанных направлений: в большинстве случаев оно дает одну составляющую, параллельную оси вращения, и другую, перпендикулярную к этой оси, вследствие чего цапфа представляет собой тогда одновременно и цапфу, и пяту. Если форма цапфы и подшипника определяется преимущественно первою из этих составляющих, то, несмотря на наличие второй составляющей, говорят о пяте, соответственно — о подпятнике, в противоположном же случае — о цапфе, соответственно — о подшипнике. Цапфы называют еще шипами и шейками, в зависимости от того, расположены ли они на конце вала или в другой его части, более или менее удаленной от конца.

I. Трение цапф в подшипниках скользящего трения.

1. Общие сведения.

Для того, чтобы судить о явлениях, наблюдаемых в подшипниках скользящего трения, мы располагаем, как уже было указано в томе I, стр. 568 и сл., двумя закономерностями, подробное рассмотрение которых представляется уместным здесь в виду того значения, которое они имеют для цапф и т. п. деталей машин.

1. Закономерность, относящаяся к трению твердых тел между собою, т.-е. к сухому трению,

$$R = \mu N, \tag{417}$$

которая формулируется следующим образом: величина сопротивления трения R равна произведению нормальной силы N, с которой оба тела прижимаются друг к другу, на коэффициент трения μ, который предполагается зависящим только от рода материала обоих тел и от свойств поверхностей, скользящих друг по другу.

Основная мысль, из которой обычно исходят при установлении этого закона трения, базируется на следующем представлении: при той структуре поверхностей, которая имеет место в действительности, два соприкасающихся твердых тела сцепляются одно с другим мелкими выступами и углублениями; наряду с этим, вследствие естественной упругости или податливости материала, происходит взаимное вдавливание этих тел; поэтому для относительного смещения их необходимо приложить известную силу, чтобы таким образом привести одно тело в движение по мелким наклонным плоскостям другого, на этом пути сжимать новый материал или же устранять материал с пути, срезая его.

2. Закономерность, относящаяся к жидкостному трению

$$R_f = \eta \cdot f \frac{c}{s}, \tag{418}$$

которая гласит: величина сопротивления трения пропорциональна величине поверхности скольжения f, скорости скольжения c, а также эмпирическому коэффициенту η жидкостного трения, и обратно пропорциональна толщине s слоя жидкости.

Применение этой закономерности основано на предпосылке, что оба скользящих друг по другу тела непосредственно не соприкасаются, а разделены некоторым, хотя бы и весьма тонким, слоем смазочного материала. Предположим, что этот слой и представляет собой то именно место, где действуют силы сопротивления трения; предположим далее, что смазочный материал своими крайними наружными слоями крепко прилипает к поверхностям скользящих друг по другу тел, так что скольжение смазки по этим поверхностям исключено; предположим, наконец, что сопротивление определяется исключительно той „вязкостью", с которой отдельные частицы жидкости противостоят взаимному смещению.

Эмпирический коэффициент η зависит не только от рода жидкости, но в высокой степени еще от ее температуры. Зависимостью же его от давления, если она вообще и существует, можно пренебречь [1]).

При этих допущениях, если вести расчет по ур. (417), хотя в действительности дело идет о жидкостном трении, коэффициент трения примет значение

$$\mu = \eta \frac{c}{s} \frac{f}{N}$$

и, если ввести сюда среднее удельное давление

$$p = \frac{N}{f}, \tag{419}$$

этот коэффициент определится формулой

$$\mu = \eta \frac{c}{s} \frac{1}{p} \text{ *)} \tag{420}$$

---

[1]) Подробнее об этом см. труды, упомянутые в выноске на стр. 571 тома I.

*) Проф. Н. П. Петров, еще в 1883 г. положивший основание гидродинамической теории трения хорошо смазанных тел, дает для сопротивления трения при относительном перемещении их уравнение (сохраняем обозначения Б а х а):

$$R = \frac{\eta' c}{\left(s + \frac{\eta'}{\lambda_1} + \frac{\eta'}{\lambda_2}\right)} f.$$

Здесь η' коэффициент внутреннего трения (вязкости) смазочного материала, λ_1 и λ_2 коэффициенты трения смазки соответственно о поверхности цапфы и вкладыша. Вследствие большой

Затруднения при пользовании ур. (418) и выведенными из него уравнениями весьма значительны. Прежде всего, обычно неизвестна толщина слоя смазки s. При прочих равных условиях она убывает с возрастанием давления p, которое, вообще говоря, в отдельных элементах скользящих друг по другу поверхностей может быть весьма различно и зависит от температуры. Так как скорость c вообще влияет на температуру (вследствие превращения работы трения в теплоту), то s представляется и косвенно зависящим от c. Уже было замечено, что коэффициент η, помимо рода жидкости, зависит также от температуры. Однако, влияние здесь будут оказывать не только условия, в которых находится жидкость между цапфой и подшипником, но также и несовершенство формы скользящих поверхностей, а иногда и деформации цапфы и вкладыша подшипника вследствие упругости материала или вследствие температурных изменений. Так как во время работы давление на цапфу и температура большей частью изменяются, то во многих случаях о длительном установившемся состоянии говорить не приходится. При неподвижном состоянии механизма слой масла, который, вследствие движения, мог сохраняться между скользящими поверхностями, может оказаться выжатым действием давления p, в результате чего поверхности цапфы и вкладыша подшипника придут в непосредственное соприкосновение, — по крайней мере в отдельных местах. Тогда при новом пуске в ход, т.-е. в течение пускового периода, здесь будет иметь место — во всяком случае в начале и притом даже при самом тщательном выполнении и уходе — трение твердых тел, хотя бы только на отдельных участках соприкасающихся поверхностей. Равным образом, этот род трения может иметь место и к концу периода остановки машины.

Этими обстоятельствами и объясняется следующий факт: несмотря на установленное положение [1]), что цапфы во многих случаях работают в условиях жидкост-

---

липкости обычно применяемых смазочных масел по отношению к металлам, коэффициенты λ_1 и λ_2 очень велики по сравнению с η'. Поэтому, если в знаменателе правой части последнего уравнения пренебречь двумя последними членами, то оно примет вид

$$R = \eta' \cdot f \frac{c}{s},$$

т.-е. будет совпадать по форме с ур. (418). Таким образом, ур. (418) можно рассматривать, как упрощение уравнения Петрова.

Следует заметить, что два допущения, положенные в основу теории Петрова (постоянство толщины слоя смазки и постоянство гидродинамического давления) для упрощения ее весьма сложных дифференциальных уравнений, в значительной мере уменьшают ее теоретическую ценность (см. по этому поводу заметку Pomini, „Nota critica sulla teoria della lubrificazione“, помещенную в приложении к тому II его труда „Costruzione di macchine“). Что касается опытной проверки ее, то в этом отношении имеющиеся данные противоречивы: сам Петров считал, что опыты его подтверждают правильность его теоретических выводов (то же и опыты Мази, описанные в работе этого инженера: Francesco Masi, „Esperienze d'attrito“, Bologna, 1897), между тем эксперименты других исследователей, напр., Бийчем Тауэра (см. стр. 7 и сл.), с ними не согласуются. Повидимому, формула Петрова применима лишь в области давлений средней величины. Подробнее об этом см. работы Н. П. Петрова: „Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости“, Инженерный Журнал, 1883, №№ 1, 2 и 3; „Описание и результаты опытов над трением жидкостей и машин“, Известия С.-Петербургского Технологического Института, 1896; „Frottement dans les machines“, Записки С.-Петербургской Академии Наук, 1900, том X, № 4. [*Ред.*].

[1]) Это положение в течение многих десятков лет все больше и больше распространялось в технических кругах и, несмотря на возражения, выдвинутые против него в последнее время,

ного трения, инженер ведет расчет по ур. (417) и для μ подставляет значения, определенные из опытов. К этому его побуждает еще то обстоятельство, что в сравнительно частых случаях, в частности, во время прирабатывания цапфы, условия могут оказаться более или менее близкими к условиям трения твердых тел. См. стр. 11.

При таком положении дела (см., кроме того, второй абзац выноски на стр. 5—6) еще и в настоящее время подвести под расчет цапф и подшипников удовлетворительное научное основание невозможно.

2. Опыты с цапфами.

В дальнейшем мы имеем возможность сообщить только о некоторой части опытов [1]). В отношении других опытов мы отсылаем читателя к указанным литературным источникам.

держится до сих пор. Автору приводили отдельные наблюдения, например, то (1875 г.), что трение манжет насоса оказалось почти не зависящим от давления жидкости, далее, сообщали тот установленный факт (начало 80-х годов), что так наз. добавочный коэффициент трения у паровых машин оказался отрицательным, что собственное сопротивление трансмиссий утром оказывалось гораздо большим, чем некоторое время спустя, и т. д. Из этих наблюдений делали вывод, что в подобных случаях ур. (417) не может быть правильным. Однако, с другой стороны, отдельных разрозненных опытов было недостаточно, чтобы создать другую надежную основу для расчетов. Поэтому во втором издании „Деталей машин“, 1891/92 г. (вышедшем в двух выпусках), автор должен был ограничиться указанием на некоторые отклонения и особенно подчеркнуть влияние смазочного материала: „Трение твердых тел более или менее полно сводится этим к значительно меньшему внутреннему трению жидкости“ (стр. 293). При этом было отмечено, что такая замена, в общем случае, не может быть полной, потому что на опыте наблюдалось изнашивание цапфы и вкладыша при тогдашнем способе их выполнения. Выполняя расчеты, инженер не только базируется на научных положениях, обычно построенных на основании вполне определенных предпосылок, но сообразуется также с совершенством выполнения, которое несколько десятилетий тому назад было, конечно, иным, нежели теперь, а также с качеством ухода за его конструкциями во время их работы. Если обнаруживаются дефекты, то ответственность в большей или меньшей мере возлагают на него. Поэтому он должен считаться с такими условиями, о которых человеку чистой науки думать не приходится. В каждом отдельном случае он должен ясно представлять себе свою цель. Главной задачей его остается надежность в работе спроектированной им конструкции, которая, кроме того, должна давать то, что было обещано в отношении ее.

Упомянутые выше затруднения, связанные с пользованием ур. (418), не устранены и в настоящее время, несмотря на появление затрагивающих эту тему превосходных трудов (см. том I, стр. 571 и ниже, в различных местах настоящего тома).

Впрочем, из этих работ ясно видно, что потребуется еще много усилий, прежде чем будут определены надежные опытные коэффициенты, которыми сможет пользоваться в расчетах инженер, обязанный помнить о возможности перехода от жидкостного трения к трению твердых тел, в зависимости от качества выполнения и ухода, которые в различных мастерских могут весьма разниться между собой.

[1]) Beauchamp Tower, The Engineer, 1884, 2 полугодие, стр. 434.

Stribeck, „Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- nnd Rollenlager“, Z. d. V. d. I., 1902, стр. 1341 и сл., или M. ü. F., Heft 7, 1903.

Lasche, „Die Reibungsverhältnisse in Lagern mit hoher Umfangsgeschwindigkeit“, Z. d. V. d. I., 1902, стр. 1881 и сл., или M. ü. F., Heft 9, 1903.

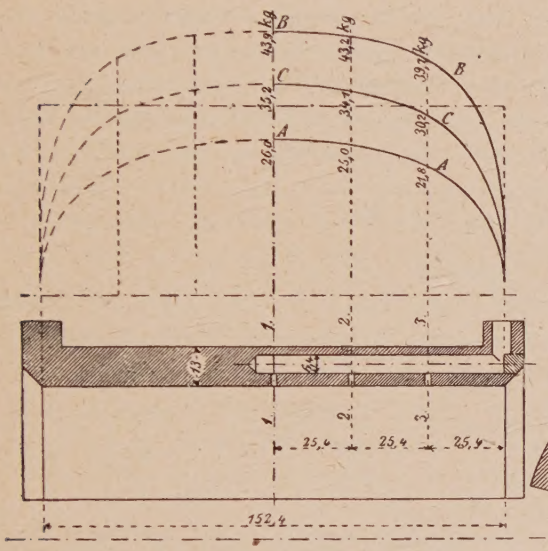
В своей книге „Konstruktion und Material im Bau von Dampfmaschinen und Turbodynamos“, Berlin, 1920, вышедшей в свет после того, как была готова рукопись для настоящего издания, Лаше сообщает новые данные об опытах над подшипниками турбин. Благодаря

а. *Опыты Бийчем Тауэра.*

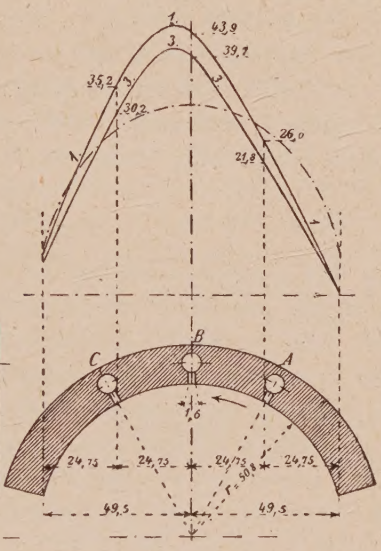
Первыми, получившими известность в широких кругах, опытами над изменяемостью давления между цапфой и вкладышем подшипника, а вместе с тем и над распределением давления на цапфу по поверхности соприкосновения, были опыты Бийчем Тауэра (Beauchamp Tower).

Диаметр цапфы, с которой производились эти опыты, составлял $4'' = 101{,}6$ *мм* *), длина бронзового вкладыша подшипника $6'' = 152{,}4$ *мм*. Последний не вполне охватывает верхнюю нагруженную половину цилиндрической поверхности цапфы. Хорда дуги соприкосновения $3{,}9'' = 99$ *мм*, как это видно из фиг. 546. Давление на цапфу 8008 фунт. $= 3632$ *кг*, чему соответствует $\frac{3632}{9{,}9 \cdot 15{,}2} \cong 24$ *кг* на 1 *см*^{2} проекции охватываемой вкладышем части цилиндрической поверхности цапфы [1]).

Фиг. 549.



Фиг. 548.



Фиг. 547.

Фиг. 546.

Направление вращения показано на фиг. 546 стрелкой. Своей нижней поверхностью цапфа погружена в масло (тяжелое минеральное масло), т.-е. во время опыта находится в масляной ванне. Число оборотов 150 в минуту. При помощи масляной ванны температура поддерживается на постоянном уровне $90° \text{ F} = 32{,}2° \text{ C}$.

Начиная от торца, во вкладыше были высверлены параллельно оси цапфы 3 канала A, B и C, диаметром в $^1/_4'' = 6{,}35$ *мм* (фиг. 546 и 547). Эти каналы заходили немного дальше середины вкладыша. Один канал B расположен посредине, оба других A и C — по сторонам от него. Посредством медных трубок эти каналы

любезности Лаше, автор имел возможность уже раньше просмотреть отпечатанные листы соответствующего отдела и позаимствовать оттуда некоторые результаты этих ценных опытов. (см. стр. 28).

*) В дальнейшем цифры, указываемые Бахом, несколько уточнены. [*Ред.*].

[1]) Удельную нагрузку цапфы принято относить к единице площади проекции части цилиндрической поверхности цапфы, охватываемой вкладышем.

можно было соединять с манометром с трубчатой пружиной. Чтобы определить давление у *1* (средняя плоскость), в этом месте было просверлено отверстие диаметром в $^1/_{16}'' = 1{,}60$ *мм*, так что посредством манометра можно было наблюдать давление, под которым здесь находилось масло. После этого отверстие закрывали, высверливали другое в сечении *2*, и т. д. Таким способом было определено давление в 9 местах, при чем получились следующие результаты:

	Сечение через отверстие *1*	Сечение через отверстие *2*	Сечение через отверстие *3*	
Осевое сечение *B*	43,9	43,2	39,7	*кг/см²*
„ „ *A*	26,0	25,0	21,8	„
„ „ *C*	35,2	34,1	30,2	„

На фиг. 548 эти давления изображены для трех отверстий *1* и для трех отверстий *3* посредством кривых, вычерченных сплошной линией и обозначенных цифрами *1* и *3*. Части этих кривых к краям вкладыша намечены приблизительно (экстраполяцией). Как показывает диаграмма, наибольшее давление имеет место не посредине, а немного дальше середины цапфы (считая в направлении вращения ее), как этого и следовало ожидать, принимая во внимание влияние захвата масла поверхностью цапфы [1]). Посредине (плоскость отверстий *1*) оно составляет 45 *кг/см²* с лишком, т.-е. на

$$100\,\frac{45-24}{24} \cong 90\%$$

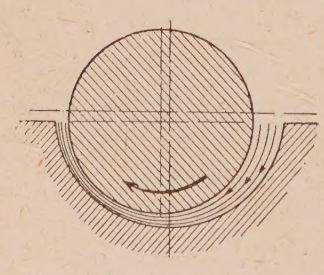
больше вычисленного выше среднего давления в 24 *кг/см²*.

На той стороне, куда происходит вращение, т.-е. в *C*, давление оказывается больше, чем на другой стороне. В осевых сечениях *A* и *C* получились соответственно следующие удельные давления:

в плоскости отверстий *1*	26,0 *кг/см²*	и	35,2 *кг/см²*,	т.-е. на	35%	больше,
„ „ „ *2*	25,0 „	и	34,1 „	„ „	36%	„
„ „ „ *3*	21,8 „	и	30,2 „	„ „	38%	„

[1]) Как Гюмбель впоследствии доказал (см. его доклад, опубликованный в Monatsblätter des Berliner Bezirksvereins Deutscher Ingenieure, 1914, Band 1, стр. 409) на основании законов гидродинамики, а затем подтвердил это опытами, вал, нагруженный вертикальными силами, только в неподвижном состоянии лежит своей нижней частью на середине вкладыша. С началом вращения, он приподнимается, и притом тем больше, чем выше число оборотов. Соответственно этому, у вращающегося вала максимального давления следует ожидать не посредине, а в точке, сдвинутой от нее в сторону вращения. Поэтому смазку цапфы можно представлять себе происходящей следующим образом: вал, имеющий в подшипнике некоторый зазор, при своем вращении смещается и как бы несколько взлезает кверху, как это преувеличенно изображено на фиг. 550. (На это эксцентрическое смещение вала впервые указал Рейнольдс [Reynolds], см. выноску 2 на стр. 10). Масло, захваченное вращающейся поверхностью цапфы, заполняет пространство между валом и подшипником, вдавливается в постепенно суживающуюся щель между ними и образует — в случае совершенной смазки — непрерывную масляную подушку. [Распространенное прежде допущение Грасгофа, что цапфа перемещается кверху, располагаясь симметрично по отношению к вкладышу, в действительности, как показали опыты, не оправдывается. *Ред.*].

Фиг. 550.



На фиг. 549 виден ход кривых давления в направлении оси цапфы. Для левой половины вкладыша они вычерчены (пунктиром) в предположении такого же распределения давлений, как и для правой стороны. У длинных цапф, вследствие упругости материала, это допущение едва ли оправдывается в действительности. То же можно сказать и о случае сильного прогиба соответствующего вала (оси).

Как показывает диаграмма 548, по направлению к торцевым поверхностям вкладыша давление убывает, сначала медленно, под конец довольно быстро. О равномерном распределении давления на цапфу по всей ее длине не приходится, поэтому, и говорить. Впрочем, этого и следовало ожидать, в виду того, что у торцевых поверхностей масло может уходить из подшипника.

Если по кривым давления определить равнодействующую вертикальную силу, то окажется, что она почти совпадает с нагрузкой цапфы, как это и должно быть.

Кривая, вычерченная на фиг. 548 пунктиром, получается, если пользоваться обычной закономерностью трения твердых тел, как это и было сделано в предыдущих изданиях настоящей книги. При ее выводе влияние направления вращения во внимание не принимается, поэтому соответствующая кривая представляется симметричной относительно середины цапфы. Соответственно этому, кривая дает, больше чем для половины правой стороны, начиная примерно с 7 *кг/см*^{2}, значения давления более высокие, нежели опыт (кривые *1* и *3*), для средней же части — значительно меньшие давления. Произвести обоснованное сравнение в крайнем участке левой стороны нельзя потому, что части кривых давления *1* и *3*, начиная с $p = 35{,}2$, соответственно, 30,2 *кг/см*^{2}, могли быть вычерчены лишь приблизительно. Максимальное значение p составляет по расчету 31,5 *кг/см*^{2}, что́ на $100\frac{45-31{,}5}{31{,}5} = 43\%$ ниже максимального значения, установленного опытом.

Если бы считать давления в осевых сечениях одинаковыми по всей длине цапфы, то они изобразились бы на фиг. 549 прямыми, параллельными оси; для сечения через B соответствующая прямая показана на фиг. 549 пунктиром. Однако, как это уже было отмечено, опыт показывает падение кривых давления по направлению к торцевым поверхностям вкладыша [1]).

В начале своих опытов Тауэр, в целях прирабатывания цапф, нагружал их сильнее. При этом давления оказались пропорциональными нагрузкам. Было ли это установлено им в различных местах вкладыша или только в одном, остается неясным.

---

[1]) Фирма Браун, Бовери и К°, Маннгейм-Кеферталь, сравнительно недавно произвела исследование распределения давлений в подшипнике бо́льших размеров и при более высокой скорости (см. Brown, Boveri & Co, Mitteilungen, 1919, Heft 5 und 6). Цапфа являлась частью паровой турбины мощностью в 3000 *квт*. Диаметр цапфы составлял 140 *мм*, длина 230 *мм*, среднее удельное давление 4,65 *кг/см*^{2}, число оборотов 3000 в минуту, откуда скорость скольжения

$$v = \frac{\pi \cdot 0{,}140 \cdot 3000}{60} = 22 \text{ м/сек.}$$

Измерения, произведенные в большом числе точек, дали, в общем, ту же закономерность, что́ и представленная на фиг. 548 и 549. Эти измерения производились также во время прирабатывания цапфы к подшипнику. Установленные при этом отклонения от ожидавшегося хода кривых давлений подтверждают сказанное на стр. 19 и др. о необходимости прирабатывания.

К концу опыта число оборотов со 150 было уменьшено до 20. Манометр показывал при этом числе оборотов такие же давления, как при первом.

Еще до этих опытов Бийчем Тауэр произвел другие, с такой же цапфой [1]), в целях измерения сопротивления трения для различных сортов масла и способов смазки. Тауэр измерял у цапфы, погруженной в масляную ванну, сопротивление трения для обоих направлений вращения и нашел, что это сопротивление, при изменении направления вращения, вначале возрастает, чтобы затем постепенно опуститься до прежнего значения. Лишь после того, как цапфа отлично приработалась в обоих направлениях, трение и непосредственно вслед за переменой направления вращения оказывалось таким же, как до нее. Тауэр весьма правильно объясняет это явление тем, что на рабочей поверхности вкладыша, приработавшегося лишь относительно одного направления вращения цапфы, остаются маленькие неровности, которые при этом направлении вращения компенсированы или ничем не проявляют себя; между тем, после изменения его они приводят к соприкосновению металлов цапфы и вкладыша в соответствующих точках и тем вначале повышают сопротивление трения, пока все неровности не сработаются; после этого трение снова становится чисто жидкостным [2]).

---

[1]) The Engineer, 1884, I полугодие, стр. 180 и 218, или Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, November, 1883. Подробный отчет помещен в Z. d. V. d. I., 1885, стр. 836 и сл., и в D. P. J., 1884, Bd. 252, стр. 12 и сл.

[2]) О попытке Рейнольдса (Reynolds) построить на основании этой работы Бийчем Тауэра гидродинамическую теорию трения в подшипниках см. Osborne Reynolds, „On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments", Philos. Transactions of the Royal Soc. of London, 1886. Такую же задачу поставил себе Зоммерфельд (Sommerfeld) в своей работе „Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung", Z. f. M. u Ph., 1904. Раньше их той же задачей занимался Н. П. Петров, труд которого, посвященный новой теории трения (1883), был переведен Вурцелем (Wurzel) на немецкий язык (перевод вышел в свет в 1887 г.).

[В основу гидродинамической теории Рейнольдса положены следующие допущения:

1. Промежуток между поверхностями скольжения твердых тел настолько мал по сравнению с отношением „кинематического" коэффициента вязкости (отношение коэффициента вязкости к плотности жидкой среды) к скорости жидкости, что движение происходит без образования вихрей.

2. Силы, вызываемые весом и инерцией жидкости, малы по сравнению с внутренними напряжениями, обусловленными вязкостью.

3. Влиянием сжимаемости жидкости можно пренебречь.

4. В виду крайне малой толщины слоя жидкости можно пренебречь также и его кривизной.

Исходя из основных уравнений движения жидкости, Рейнольдс приходит к уравнениям равновесия подшипника в форме определенных интегралов, нахождение которых чрезвычайно затруднительно. Поэтому, пытаясь разрешить эти уравнения для случая полуподшипника, примененного Тауэром, Рейнольдс исходит из двух основных дифференциальных уравнений своей теории, пользуясь при этом разложением вторых членов их в ряды Фурье. Существенный недостаток метода Рейнольдса заключается, однако, в том, что он не дает возможности решения задачи для таких случаев нагрузки, при которых расстояние между поверхностями цапфы и вкладыша меньше полуразности их радиусов. Зоммерфельд в указанной выше работе разрешил эту задачу для цапфы в полуподшипнике (половинчатом вкладыше) для всех случаев эксцентрицитета. Кроме того, его метод также и практически гораздо удобнее для пользования, нежели метод Рейнольдса.

Задача значительно упрощается для случая замкнутого цилиндрического (полного) подшипника, окружающего цапфу, при условии заполнения маслом всего промежутка между

При дальнейших опытах, предпринятых для выяснения наиболее выгодного места для подвода масла, Тауэр пришел к заключению, теперь уже давно ставшему общим достоянием конструкторов, что против подвода и распределения масла из середины находящейся под давлением поверхности (точка B на фиг. 546) имеются серьезные возражения (возможность заедания цапфы вследствие чрезмерного нагрева уже при малой нагрузке) и что подшипник можно сильнее всего нагрузить тогда, когда масло вводится со стороны входной кромки вкладыша, т.-е. в случае фиг. 546— справа. Интересно то, что Тауэр установил этот факт еще до того, как он произвел опыты над распределением давления, о которых было сообщено выше.

[Педерсон (Axel Pederson) показал, что все значения коэффициента трения μ, получаемые из опытов Тауэра, могут быть выражены общей формулой

$$\mu = \frac{2{,}3\sqrt{v}}{k\ (t-32)},$$

где v — в *фт/мин*, k — в *фн/дм*^{2}, а t — в градусах Фаренгейта. *Ред.*].

b. *Опыты Штрибека.*

Из капитальной по своему значению работы Штрибека приведем следующее.

Чтобы получить ясное представление о происходящих здесь явлениях, часто налагающихся одно на другое или сочетающихся одно с другим, наблюдения окружающего цапфу подшипника нельзя ограничивать одним лишь установившимся состоянием. Напротив, необходимо распространить наблюдения на совершенно различные стадии работы этих деталей: на прирабатывание, т.-е. автоматически происходящую во время работы пригонку вкладыша подшипника к цапфе, далее, на пусковой период, т.-е. на период переменного состояния, начинающегося с пуском в ход и оканчивающегося в момент достижения полной скорости [1]). Так как количество теплоты, развивающейся вследствие превращения в нее работы трения, в начале больше того количества теплоты, которое отводится прочь, то установившемуся состоянию предшествует период нагревания.

Даже весьма тщательно выполненные подшипники, в которых работают тщательно изготовленные цапфы, обычно требуют прирабатывания, кроме случаев очень малой нагрузки. Длительность периода прирабатывания, при прочих равных условиях, зависит от материала вкладышей подшипника.

Мягкие металлы для подшипников, каковыми являются некоторые сплавы, называемые белыми металлами (баббитами), приспособляются в работе благодаря своей текучести (см. том I, стр. 19) — материал сминается. Это сминание должно, конечно,

---

этими деталями. См. по этому поводу статью Гаррисона (Harrison) в Trans. of the Cambridge Philos. Soc., 1913, vol. 22. Однако, на практике это условие никогда не соблюдается, и даже попытки осуществить его в лабораторной обстановке до сих пор успехом не увенчались.

Сжатое и вместе с тем чрезвычайно ясное изложение теорий Рейнольдса и Зоммерфельда см. в книге Стэнтона (T. E. Stanton), „Friction“, London, 1923, где описаны и новейшие опыты над смазкой цилиндрических цапф, произведенные в Лондонской National Physical Laboratory в 1922 г. *Ред.*].

[1]) Ход явлений, происходящих в течение пускового периода, имеет большое значение для механических средств транспорта, подъемных устройств и т. д.

прекращаться до того, как окажется пригнанной вся опорная поверхность. В виду этого, от мягкого металла для подшипников все же требуется некоторая минимальная твердость. Штрибек определил, что металлы с пределом текучести в 200 *кг/см²* оправдываются еще при рабочем удельном давлении $k = \frac{P}{ld} = 90$ *кг/см²* (см. выноску 1 на стр. 7).

У бронзовых вкладышей процесс истечения металла заменяется его пришлифовкой (притиркой), при чем — в зависимости от твердости цапфы — последняя может стать шероховатой. Чем меньше страдает при этом цапфа, тем более пригодным, при прочих равных обстоятельствах, следует считать металл подшипника. Процесс пришлифовки должен закончиться и вкладыш должен отполироваться до того, как шлифованию подвергнется вся опорная поверхность. Только тогда можно говорить о прирабатывании в указанном выше смысле этого слова.

Штрибек наблюдал, что один из испытанных им подшипников Селлерса (с длинными чугунными вкладышами) чрезмерно нагревался уже при скорости скольжения $v = \frac{\pi d n}{60} = 1{,}4$ *м/сек* при давлении $k = 4$ *кг/см²*, так как при этом оказывались несколько поврежденными (задирались) и вал и подшипник. По устранении выдававшихся шероховатых мест на поверхности подшипника явилась возможность повысить давление. Этот процесс повторялся, с постоянным повышением нагрузки. Наконец, была достигнута возможность применять, при скорости скольжения в 3 *м/сек* (для вала диаметром в 70 *мм* этому соответствовало больше 800 *об/мин*), среднее давление в 20 *кг/см²*. Таким образом, благодаря искусственному содействию процессу прирабатывания, допустимая нагрузка, при увеличении скорости скольжения вдвое, возросла в пять раз.

Из сказанного ясно, что допускаемая нагрузка подшипников, которым приходится прирабатываться без искусственной помощи, зависит от поведения металла подшипника, и что в начале периода прирабатывания явления трения весьма близки к трению твердых тел между собою — во всяком случае при большой нагрузке — и лишь постепенно они приближаются к внутреннему трению смазочного материала.

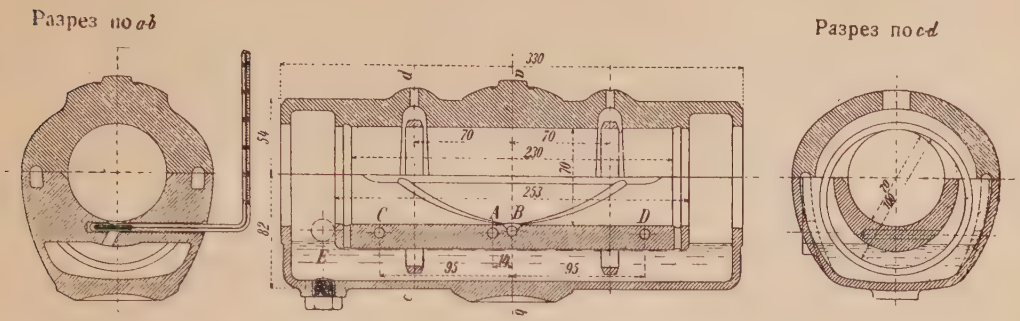
Подшипник, приработавшийся при определенной нагрузке, при ее повышении должен прирабатываться вновь. К таким же последствиям приводит и сдвиг вала в направлении его оси; хотя бы все остальные условия работы оставались неизменными. Также и изменение одной только скорости может вызвать снова явление прирабатывания. См. упомянутое на стр. 10 наблюдение Бийчем Тауэра.

Когда приработка, при тех или иных определенных условиях, окончилась, дальнейшее поведение подшипника зависит уже не столько от материала вкладыша, сколько от смазочного материала. Лишь в том случае, если смазка станет недостаточной, или изменится взаимное положение вала и вкладыша, или если между их поверхностями попадет постороннее тело, могут снова сказаться, в благоприятном или неблагоприятном смысле, свойства металла подшипника.

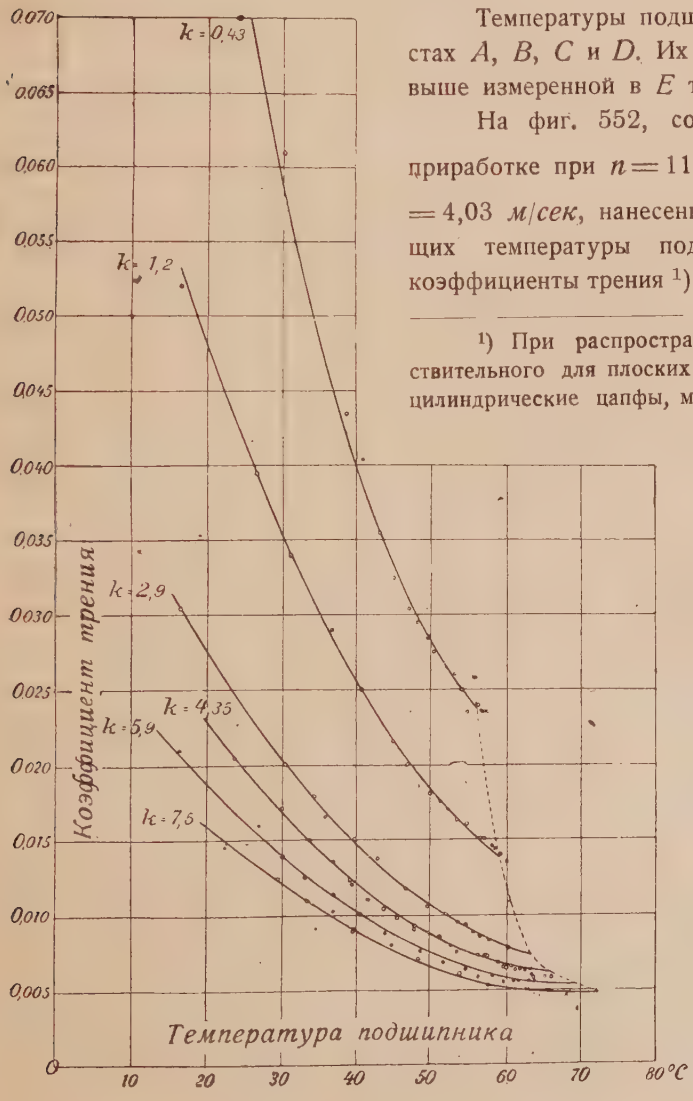
Опыты с подшипником Селлерса (чугунный вкладыш), фиг. 551.

В качестве смазочного материала было применено моторное масло завода газовых двигателей Дейтц (Gasmotorenfabrik Deutz).

Фиг. 551.



Фиг. 552.
Значения μ при $n = 1100$, $v = 4{,}03$ *м/сек*.



При расчете среднего удельного давления $k = \frac{P}{ld}$ в основу положена длина $l = 230$ *мм*.

Температуры подшипника определялись в местах A, B, C и D. Их средняя величина несколько выше измеренной в E температуры масла.

На фиг. 552, соответствующей оконченной приработке при $n = 1100$, т.-е. $v = \frac{\pi \cdot 0{,}07 \cdot 1100}{60} = 4{,}03$ *м/сек*, нанесены для абсцисс, изображающих температуры подшипника, соответственные коэффициенты трения [1]) цапфы, в качестве ординат.

[1]) При распространении ур. (417), стр. 3, действительного для плоских поверхностей скольжения, на цилиндрические цапфы, место нормального давления N занимает давление на цапфу P. Сопротивление трения R представляют себе приложенным к окружности цапфы. Соответственно этому, ур. (417) принимает форму

$$R = \mu P, \qquad (421)$$

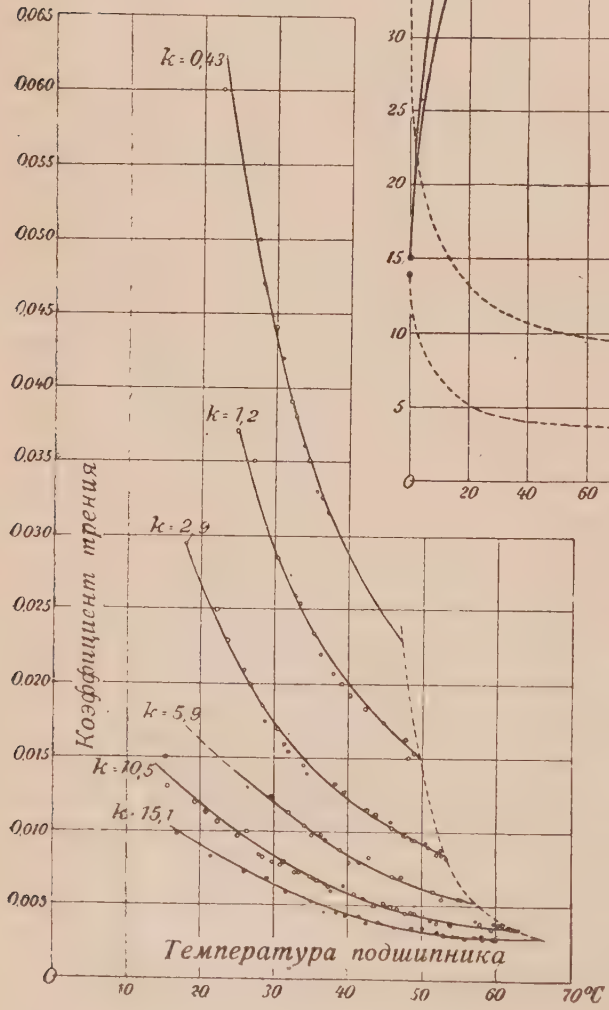
где μ называют коэффициентом трения цапфы. Его значение, согласно выводу, изложенному в предыдущих изданиях, зависит от угла обхвата цапфы вкладышем. Для обычного значения этого угла в 180° оно получается в отношении $4 : \pi = 1{,}27$ больше коэффициента трения плоских поверхностей. Так как в подавляющем большинстве случаев угол обхвата составляет 180° или лишь немногим меньше этого значения, то обычно для трения

Эти коэффициенты обозначены в дальнейшем буквой μ. Кривые построены для значений удельного давления

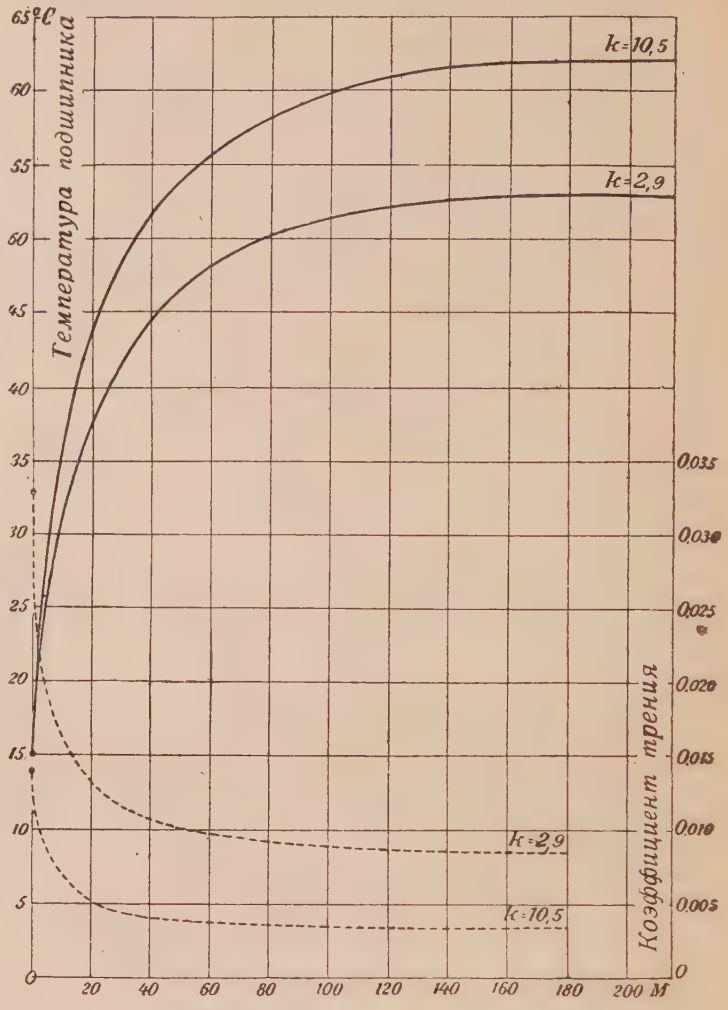
$k = 0{,}43 \quad 1{,}2 \quad 2{,}9 \quad 4{,}35 \quad 5{,}9 \quad 7{,}5$ *кг/см²*.

Пунктирная линия, ограничивающая справа кривые, вычерченные сплошными линиями, представляет взаимную зависимость коэффициентов трения и температуры подшипника при установившемся процессе работы для температуры окружающего воздуха в 20°С. Таким образом, например, при этой наружной температуре и при нагрузке подшипника $k = 0{,}43$ *кг/см²* установившееся состояние наступает для температуры

Фиг. 553.
Значения μ при $n = 760$, $v = 2{,}79$ *м/сек.*



Фиг. 554.
Значения μ при $n = t$ при $n = 760$, $v = 2{,}79$ *м/сек.*



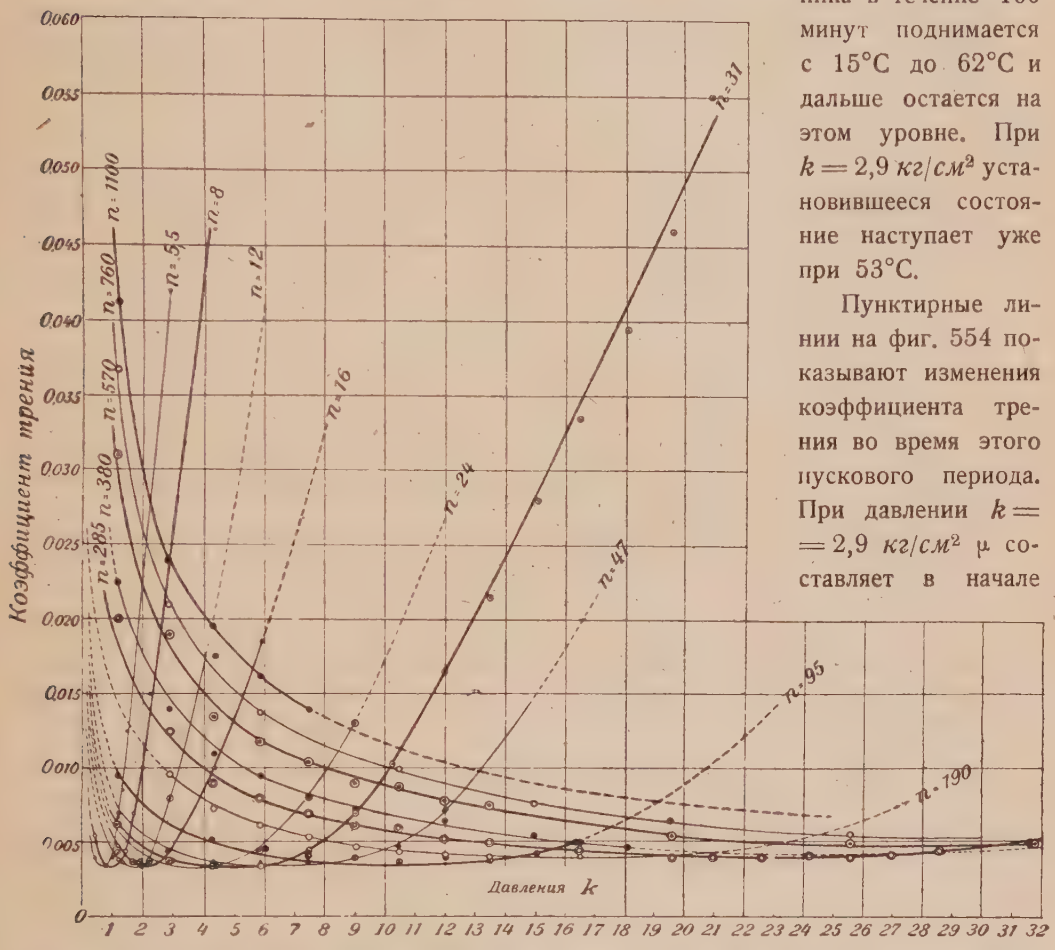
цапф принимают в качестве коэффициента трения величину $\mu = \frac{4}{\pi} \times$ коэффициент трения для плоскостей.

подшипника в 56°C при $\mu = 0{,}0235$; при давлении $k = 5{,}9$ *кг/см²* — для температуры подшипника около 69°C при $\mu = 0{,}0054$.

Фиг. 553 представляет такую же диаграмму для $n = 760$ *об/мин*, соответственно $v = \frac{\pi \cdot 0{,}07 \cdot 760}{60} = 2{,}79$ *м/сек* для значений k до 15,1 *кг/см²*.

Сплошные кривые на фиг. 554 дают представление об изменении температуры t во время периода нагревания для $n = 760$. При удельном давлении $k = 10{,}5$ *кг/см²* температура подшипника в течение 160 минут поднимается с 15°C до 62°C и дальше остается на этом уровне. При $k = 2{,}9$ *кг/см²* установившееся состояние наступает уже при 53°C.

Фиг. 555.



Пунктирные линии на фиг. 554 показывают изменения коэффициента трения во время этого пускового периода. При давлении $k = 2{,}9$ *кг/см²* μ составляет в начале 0,033 и доходит до $\mu = 0{,}0085$, т.-е. для установившегося состояния величина μ приблизительно в четыре раза меньше своего начального значения. При $k = 10{,}5$ *кг/см²* μ падает с 0,014 до 0,0035 [1]).

Фиг. 555 изображает коэффициенты трения (при температуре подшипника в 25°C) в зависимости от удельного давления k для чисел оборотов вала от 5,5

[1]) Цифры, характеризующие продолжительность пускового периода и т. д., позволяют заключить, что у машин, работающих с перерывами, каковы подъемные машины и транспортные средства, установившееся состояние большей частью вообще не наступает, и что для них работа трения сильно недооценивается, если вести ее расчет на основе коэффициента трения установившегося состояния.

до 1100 в *мин*. Так, например, кривая для $n = 8$ показывает, что для малых давлений коэффициент μ убывает, при $k \cong 1$ *кг/см*^{2} достигает своего минимального значения и затем снова быстро возрастает. Такое минимальное значение ясно выражено у всех кривых от $n = 5{,}5$ до $n = 285$. Чем больше при этом n, тем большим оказывается то удельное давление, при котором коэффициент трения μ достигает своего наименьшего значения.

При скоростях более высоких, нежели соответствующая значению $n = 285$, кривые не имеют минимума в виде обращенной вниз вершины [1]).

Быстрый подъем кривых для $n = 5{,}5$, 8, 12, 16, 24, 31 и т. д. после нижней вершины можно легко объяснить следующим образом. Если при увеличении давления коэффициент трения быстро возрастает, то это указывает на то, что толщина слоя смазки, которая при этом уменьшается, уже недостаточна для предупреждения соприкосновения между валом и вкладышем. Слой смазки становится недостаточным, если между цапфой и вкладышем проникает слишком мало масла. В рассматриваемом подшипнике (фиг. 551) масло подводится к рабочим поверхностям смазочными кольцами, висящими на валу и увлекаемыми им в движение, т.-е. самим вращающимся валом.

Отсюда следует, что для данных давлений число оборотов вала является недостаточным, чтобы подвести к рабочим поверхностям то количество масла, которое нужно для совершенной смазки, т.-е. для поддержания достаточно толстого слоя масла.

При возрастании числа оборотов вала возрастает и количество масла, увлекаемого кверху смазочными кольцами, и соответственно этому становятся более пологими кривые на фиг. 555; в конце-концов, вторичный подъем вообще больше не наблюдается. Таким образом, кольцевая смазка, являющаяся весьма действительной при более или менее значительных скоростях даже в случае сильной нагрузки подшипника, оказывается недостаточной при малом числе оборотов вала.

Еще выразительнее кривые на фиг. 556 [2]) и 557, изображающие зависимость коэффициента трения от скорости при той же температуре подшипника в 25°C.

---

[1]) Из опытов Тауэра (см. стр. 10) выводят правило, что для не слишком больших давлений и скоростей, при прочих приблизительно равных условиях, трение $R = \mu N$ почти не зависит от N (соответственно тому обстоятельству, что трение жидкости не зависит от давления, под которым она находится). Отсюда следовало бы, что так как $R = \mu N = \mu k l d$, то произведение $k\mu$ должно было бы, со степенью точности указанного правила, оставаться постоянным, т.-е. μ должно было бы убывать при возрастании давления и возрастать при его убывании. Как показывает фиг. 555, это правило можно считать достаточно точным только для некоторых кривых, в особенности для тех, которые относятся к большим скоростям.

Тэрстон (Thurston, „Friction and Lubrication", New-York, 1879) на основании своих опытов полагает μ обратно-пропорциональным квадратному корню из давления, примерно, до $k = 35$ *кг/см*^{2}. Начиная с этой величины μ, по его мнению, быстро возрастает вместе с k.

[2]) Кривые Штрибека на фиг. 556 разъясняют противоречивые данные Тауэра и Тэрстона.

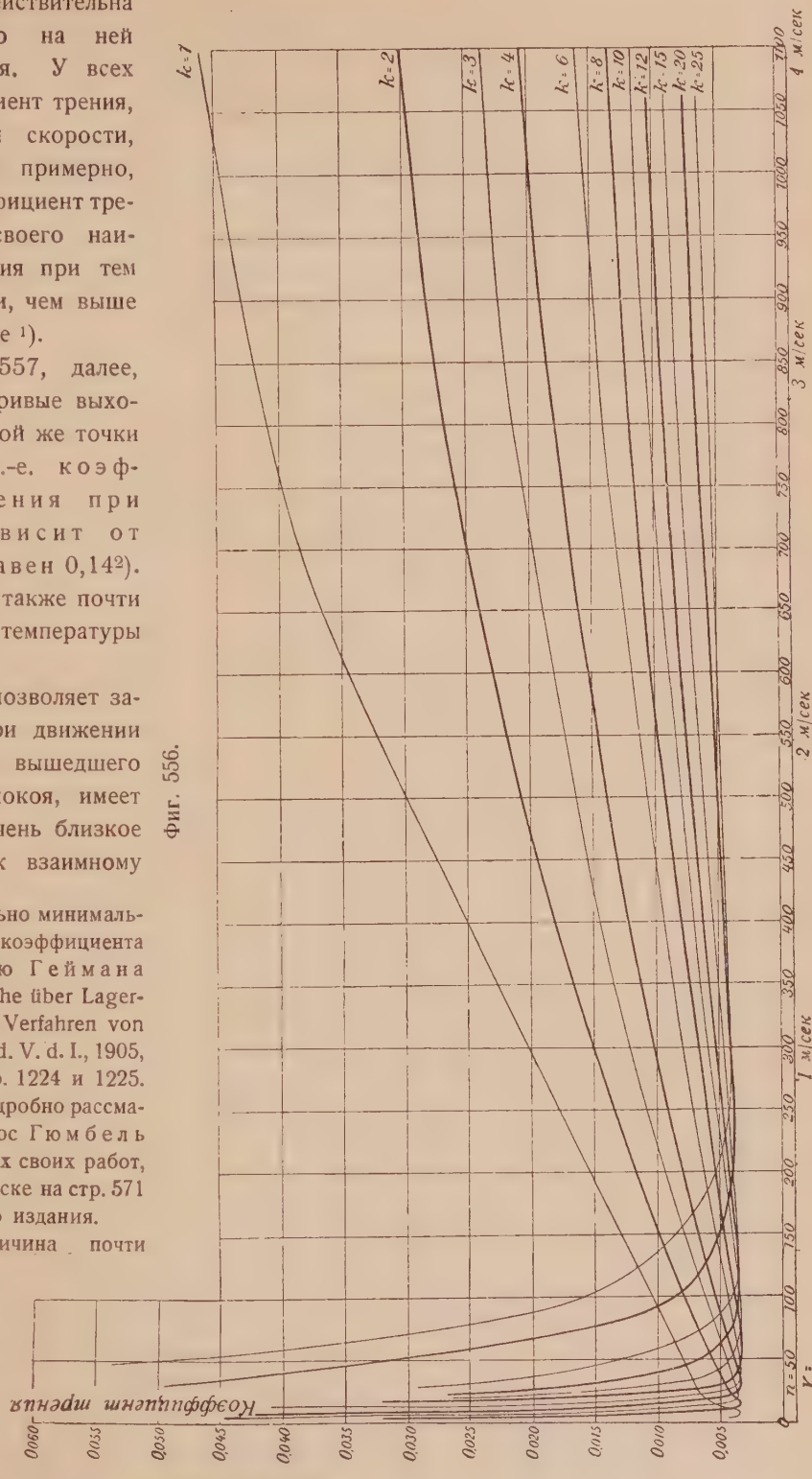
По Тауэру, опыты которого простираются до скорости $v = 2{,}4$ *м/сек*, величина μ возрастает пропорционально квадратному корню из v. Тэрстон из своих опытов, охватывающих интервал скоростей от $v = 0{,}5$ *м/сек* до $v = 6$ *м/сек* заключает, что $\mu = 0{,}0043\sqrt[3]{v}$.

Из фиг. 556 ясно видно, что приблизительно до $v = 2{,}5$ *м/сек* коэффициент μ возрастает быстрее, чем дальше этого значения v. Для больших скоростей влияние v почти исчезает.

Каждая кривая действительна для отмеченного на ней (справа) давления. У всех кривых коэффициент трения, при возрастании скорости, сначала убывает, примерно, до 0,0035. Коэффициент трения достигает своего наименьшего значения при тем большей скорости, чем выше удельное давление [1]).

Из фиг. 557, далее, видно, что все кривые выходят из одной и той же точки оси ординат, т.-е. коэффициент трения при покое не зависит от давления и равен 0,14[2]). Он оказывается также почти независимым от температуры подшипника.

Фиг. 557 позволяет заключить, что при движении вала, только-что вышедшего из состояния покоя, имеет место трение, очень близкое по характеру к взаимному



Фиг. 556.

[1]) Относительно минимального значения коэффициента трения см. статью Геймана (Heimann, „Versuche über Lagerreibung nach dem Verfahren von Dettmar") в Z. d. V. d. I., 1905, стр. 1161 и сл., стр. 1224 и 1225.

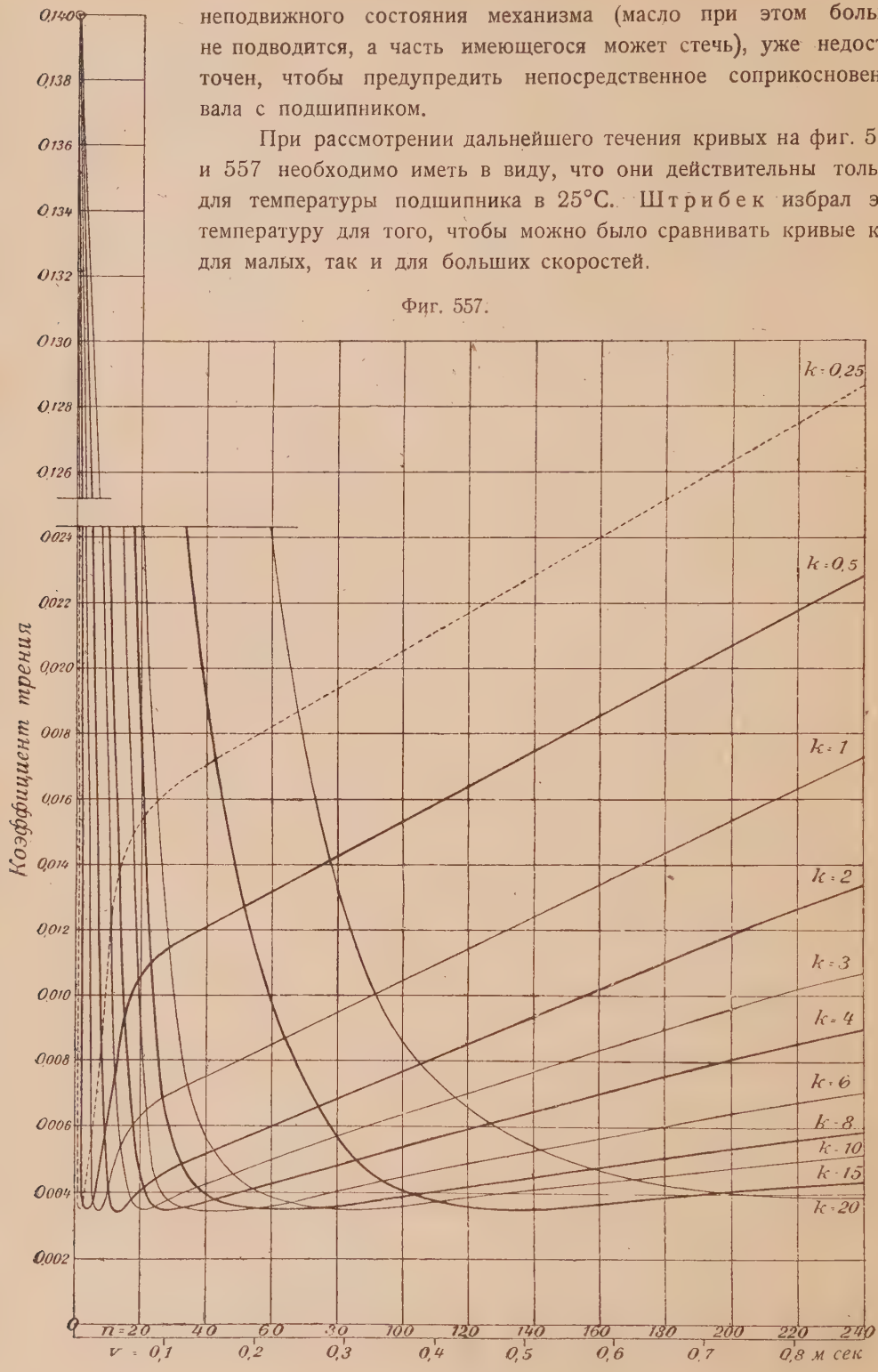
Особенно подробно рассматривает этот вопрос Гюмбель в различных местах своих работ, указанных в выноске на стр. 571 тома I настоящего издания.

[2]) Эта величина почти совпадает с значением коэффициента трения при покое, определенным Мореном для малых давлений и слабо смазанных поверхностей.

трению твердых тел. Масляный слой, образовавшийся во время неподвижного состояния механизма (масло при этом больше не подводится, а часть имеющегося может стечь), уже недостаточен, чтобы предупредить непосредственное соприкосновение вала с подшипником.

При рассмотрении дальнейшего течения кривых на фиг. 556 и 557 необходимо иметь в виду, что они действительны только для температуры подшипника в 25°C. Штрибек избрал эту температуру для того, чтобы можно было сравнивать кривые как для малых, так и для больших скоростей.

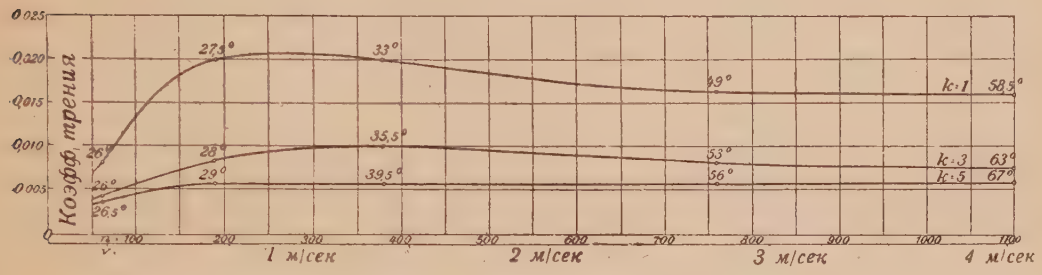
Фиг. 557.



Фиг. 556, действительная — как и остальные диаграммы — для установившегося состояния, дает все же возможность судить и о пусковом периоде, поскольку она показывает, что преодоление трения цапфы требует в первый момент значительного усилия. Убывание коэффициентов трения после начала движения в течение периода пуска происходит не так быстро, как показывают кривые диаграмм 556 и 557 для установившегося состояния, так как при ускоряющемся движении периода разбега преобразование слоя смазки будет все время отставать.

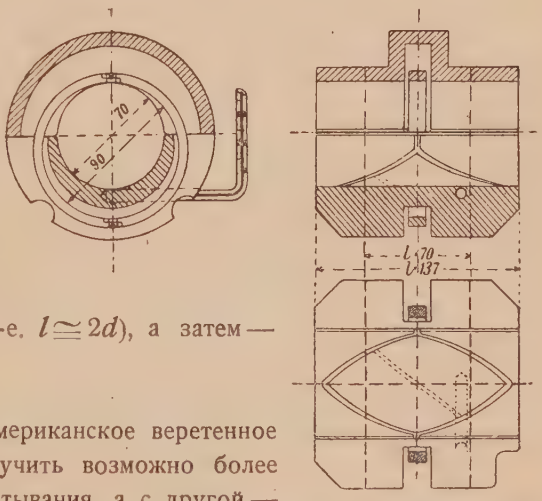
На фиг. 558 представлена зависимость коэффициентов трения от скорости для установившихся температур подшипника при наружной температуре в 20°C. В от-

Фиг. 558.



дельных точках кривых обозначены соответствующие установившиеся температуры. Как показывает эта диаграмма, при больших скоростях коэффициенты трения установившегося состояния для одного и того же удельного давления остаются почти постоянными.

Фиг. 559.



Опыты с подшипниками из белого металла, фиг. 559.

Вкладыш состоял из металла „магнолия“ (сплав малой твердости из свинца, олова и сурьмы), предел текучести которого лежит немного выше 200 *кг/см*^{2}.

Подшипник, снабженный кольцевой смазкой, был подвергнут опытам на длине сначала в 137 *мм* (т.-е. $l \cong 2d$), а затем — в 70 *мм*.

Прирабатывание.

Здесь было применено жидкое американское веретенное масло, чтобы, с одной стороны, получить возможно более отчетливую картину процесса прирабатывания, а с другой — проверить утверждение О-ва Магнолия (Magnolia-Gesellschaft) о допустимости применения жидкого смазочного масла.

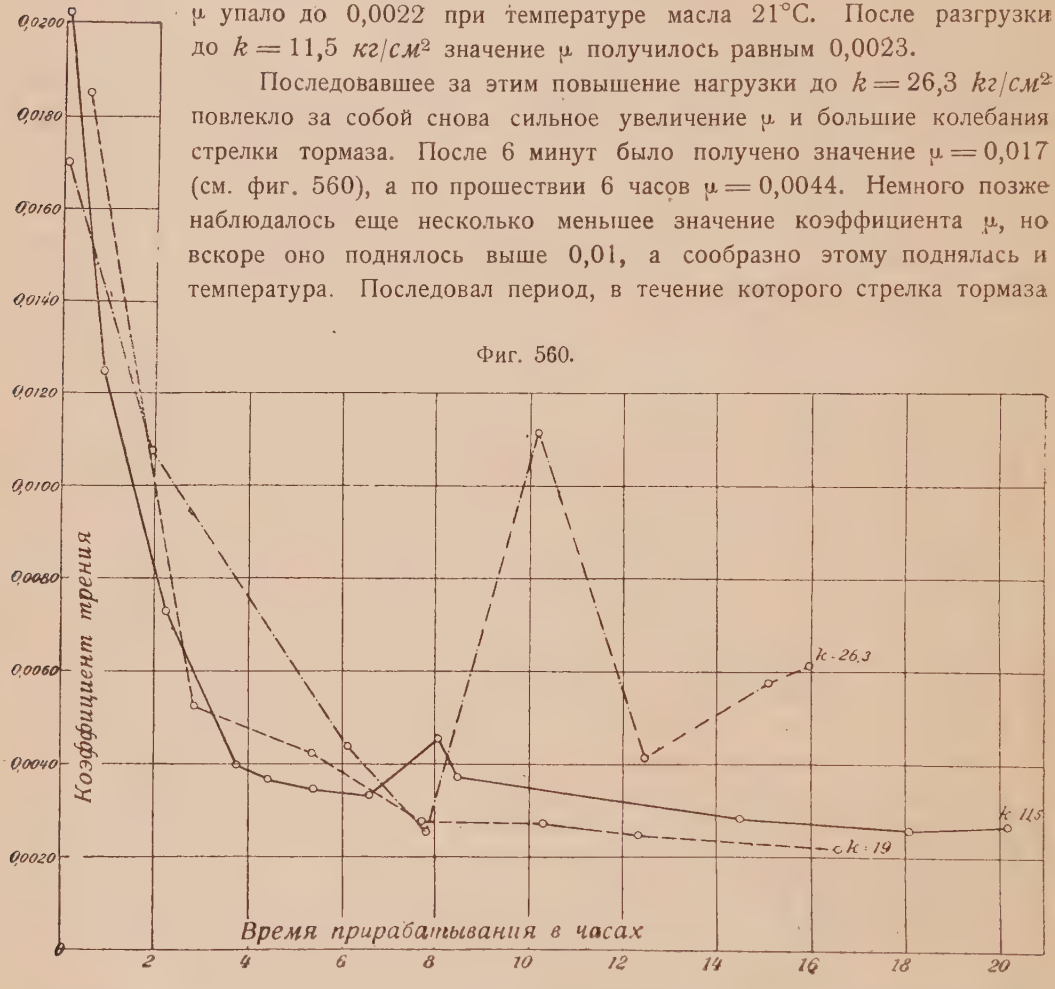
Прирабатывание было начато при $n = 64$ и $k = 11{,}5$ *кг/см*^{2}. Сплошная ломаная линия на фиг. 560 представляет ход изменений μ во времени. Наружная температура и начальная температура масла составляли 14,5°C. По прошествии 3/4 часа была достигнута максимальная температура масла в 25°C. Трение все время

убывало — доказательство, что прирабатывание шло непрерывно. Через 4 часа μ упало до 0,004, а температура до 21°C. В течение дальнейших 14 часов μ уменьшилось до 0,0026 при температуре масла в 20°C и температуре окружающего воздуха в 17,5°C. Как показывает ломаная линия, трение за это время поднялось только один раз, но вскоре снова упало. В течение последних двух часов подшипник оставался в одинаковом состоянии, в виду чего его прирабатывание при $k = 11{,}5$ *кг/см²* было сочтено закончившимся.

За этим последовало прирабатывание подшипника при $k = 19{,}0$ *кг/см²*. Как показывает пунктирная ломаная линия на фиг. 560 (штриховый пунктир), оно протекало с удовлетворительной равномерностью. По прошествии 17 часов μ упало до 0,0022 при температуре масла 21°C. После разгрузки до $k = 11{,}5$ *кг/см²* значение μ получилось равным 0,0023.

Последовавшее за этим повышение нагрузки до $k = 26{,}3$ *кг/см²* повлекло за собой снова сильное увеличение μ и большие колебания стрелки тормаза. После 6 минут было получено значение $\mu = 0{,}017$ (см. фиг. 560), а по прошествии 6 часов $\mu = 0{,}0044$. Немного позже наблюдалось еще несколько меньшее значение коэффициента μ, но вскоре оно поднялось выше 0,01, а сообразно этому поднялась и температура. Последовал период, в течение которого стрелка тормаза

Фиг. 560.



колебалась так сильно, что отсчеты стали совершенно ненадежны. Удалось лишь грубо приближенно установить, что μ возросло до 0,07, при чем температура масла поднялась с 26° до 50°C. По прошествии 16 часов μ составляло 0,0061. Подшипник не потерпел при этом никаких повреждений, как это было удостоверено осмотром, а также тем обстоятельством, что после уменьшения нагрузки до $k = 19{,}0$ *кг/см²* получилось снова прежнее значение $\mu = 0{,}0022$.

При последовавшей затем нагрузке $k = 36{,}3$ *кг/см²* стрелка весов непрестанно колебалась так сильно, что от отсчетов пришлось отказаться. Ремень, служивший для привода вала, неоднократно соскакивал. После 10-часовой работы, за время которой температура неоднократно поднималась до 40°С, т.-е. на 22°С выше температуры окружающего воздуха, явилась возможность установить коэффициент трения $\mu = 0{,}0030$ при температуре масла в 24°С. Все же считать подшипник вполне приработавшимся при этой нагрузке было нельзя.

После этого нагрузка снова была уменьшена до $k = 26{,}3$ *кг/см²*, и при температуре масла в 24°С получилось $\mu = 0{,}0021$. Из этого можно было заключить, что подшипник не пострадал; впоследствии это подтвердилось его осмотром.

При еще более увеличенной нагрузке $k = 43{,}6$ *кг/см²*, вал работал еще $5^1/_2$ часов с частыми перерывами, которые вызывались соскакиванием ремня; отсчеты значений μ были невозможны. Осмотр подшипника не обнаружил никаких повреждений.

Эти наблюдения указывают на то, что уже при $k = 26{,}3$ *кг/см²* слой жидкого масла—по крайней мере, в отдельных местах—не всегда уже был достаточен для предохранения подшипника от сильного воздействия вала. При более высоких нагрузках $k = 36{,}3$ и $k = 43{,}6$ *кг/см²* масло оказывалось слишком жидким, как об этом свидетельствует частое соскакивание ремня—следствие быстрого нарастания трения. То обстоятельство, что рабочая поверхность вкладыша, несмотря на столь неудовлетворительную смазку, осталась неповрежденной, а все более и более прирабатывалась к валу, указывает на хорошее качество металла вкладыша. Это же обстоятельство благоприятно сказалось при последующих опытах с упомянутым на стр. 12 моторным маслом, так как при этом густом масле подшипник оказался приработавшимся даже при $k = 51$ *кг/см²*. Итак, применение жидкого веретенного масла представило то преимущество, что подшипник прирабатывался быстро.

В дальнейшем были произведены новые опыты с моторным маслом, при повышении числа оборотов до 190, а затем до 380. Подшипник оказался приработавшимся для $n = 380$ при $k = 51$ *кг/см²* уже через несколько часов.

Поскольку жидкое веретенное масло оказалось непригодным для прирабатывания подшипника при более или менее высоких давлениях, интересно было определить, насколько можно было нагрузить подшипник теперь, после того как он полностью приработался на моторном масле, при дальнейшей смазке его веретенным маслом и при $n = 380$. Оказалось—до $k = 36{,}3$ *кг/см²*.

Парафиновое масло при $k = 36{,}3$ *кг/см²* дало для μ почти такие же значения, как и веретенное. Давление можно было временно повышать до $k = 51$ *кг/см²*, но поддерживать его на этом уровне было нельзя, так как наступало сильное нагревание и соскакивал ремень.

Касторовое масло вызывало сильное трение и более значительное нагревание подшипника. При $k = 51$ *кг/см²* и температуре масла в 90°С работа подшипника становилась ненадежной.

Вода, даже при малых нагрузках, оказалась, как смазочное средство, совершенно непригодной. Опыты сопровождались быстрым возрастанием температуры, высоким трением, которое изменялось скачками, и соскакиванием ремня. В смазочных канавках после опыта был обнаружен соскобленный материал, и рабочая

поверхность подшипника оказалась задранной. В течение нескольких сот часов дальнейшей работы получались довольно большие значения коэффициентов трения [1]).

Приработавшийся подшипник, при смазке моторным маслом, $l = 70$ *мм*.

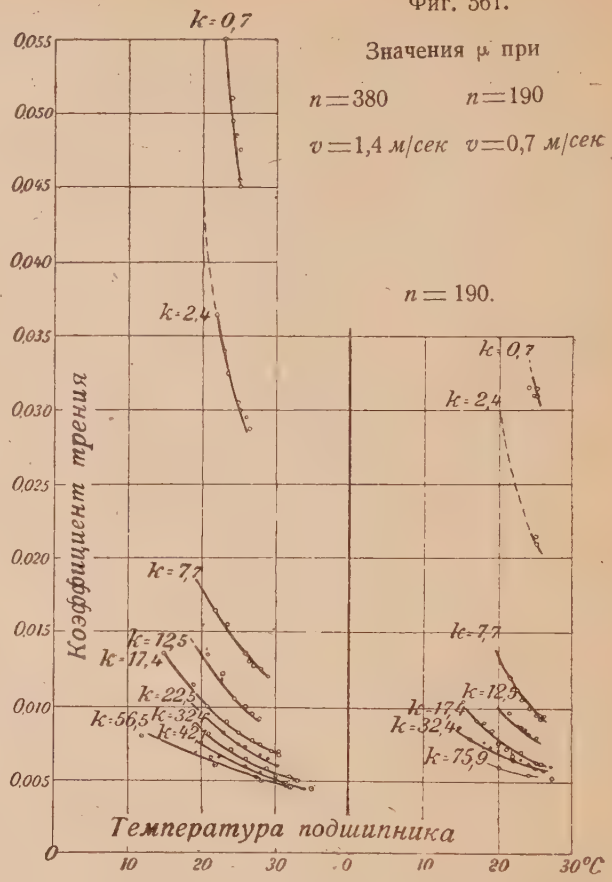
На дальнейших графиках представлены изменения μ в зависимости от температуры для нагрузок от $k = 0{,}7$ до 75,9 *кг/см²*, а именно на фиг. 561 — для $n = 190$ и 380, на фиг. 562 — для $n = 760$ и на фиг. 563 — для $n = 1100$.

Фиг. 561.

Значения μ при

$n = 380$ $n = 190$

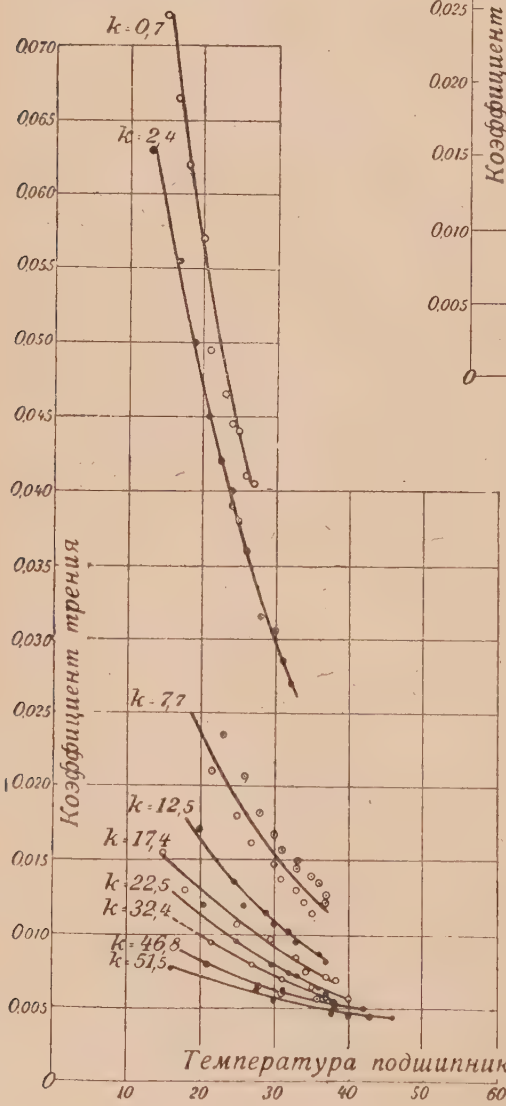
$v = 1{,}4$ *м/сек* $v = 0{,}7$ *м/сек*



Фиг. 562.

Значения μ при

$n = 1100$, $v = 4{,}03$ *м/сек*.

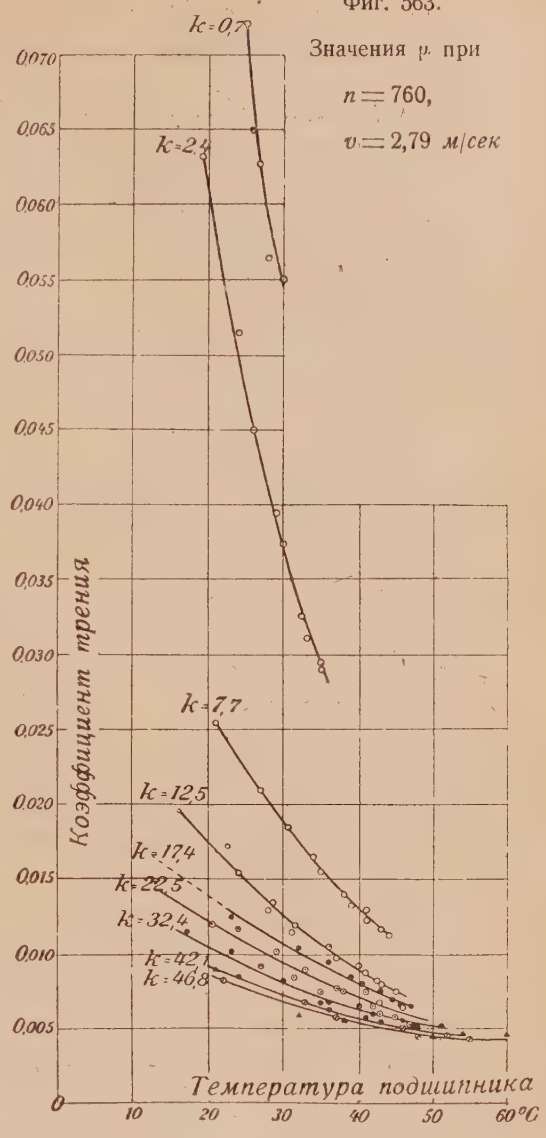


[1]) По поводу этого утверждения Штрибека, Гюмбель в своей работе „Das Problem der Lagerreibung", упомянутой в выноске на стр. 571 тома I, высказывает особые соображения, по поводу которых нам приходится отослать читателя к первоисточнику.

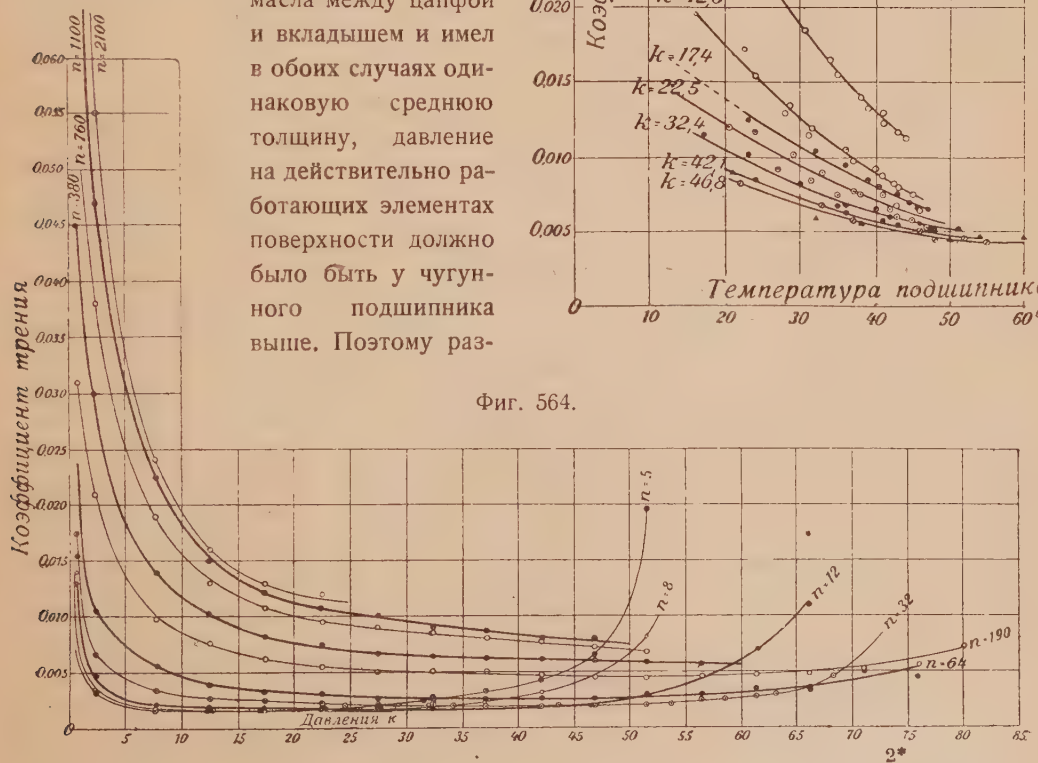
Впоследствии Фрейденрейх (v. Freudenreich), при упомянутых на стр. 35 опытах с плоской пластиной, также применял воду, как смазочное средство, и при $k = 8{,}5$ *кг/см²*, $v = 9$ *м/сек* и температуре воды в 8,5° С нашел коэффициент трения μ равным 0,00135. При повышении давления до 10 *кг/см²* смазка переставала оказывать действие. Какой промежуток времени охватывал опыт с малым давлением, не указано.

На фиг. 564 представлена зависимость коэффициента трения от давления для чисел оборотов от 5 до 2100 в мин. соответственно скоростям скольжения от 0,02 до 8 *м/сек*, при температуре подшипника в 25°C. При сравнении фиг. 564 с фиг. 555, относящейся к подшипнику Селлерса, сразу бросается в глаза, что вторичный подъем кривых для малых и средних чисел оборотов у подшипника из металла магнолия наблюдается значительно позднее, т.-е. при гораздо бо́льших удельных давлениях.

Это явление следует, повидимому, приписать тому, отмеченному Штрибеком, обстоятельству, что у чугунного подшипника собственно рабочая поверхность, которую можно было узнать по приработавшимся до блеска местам, была значительно меньше, чем у подшипника из белого металла. Вследствие этого, если даже при одинаковом среднем удельном давлении $k = P:ld$ слой масла между цапфой и вкладышем и имел в обоих случаях одинаковую среднюю толщину, давление на действительно работающих элементах поверхности должно было быть у чугунного подшипника выше. Поэтому раз-



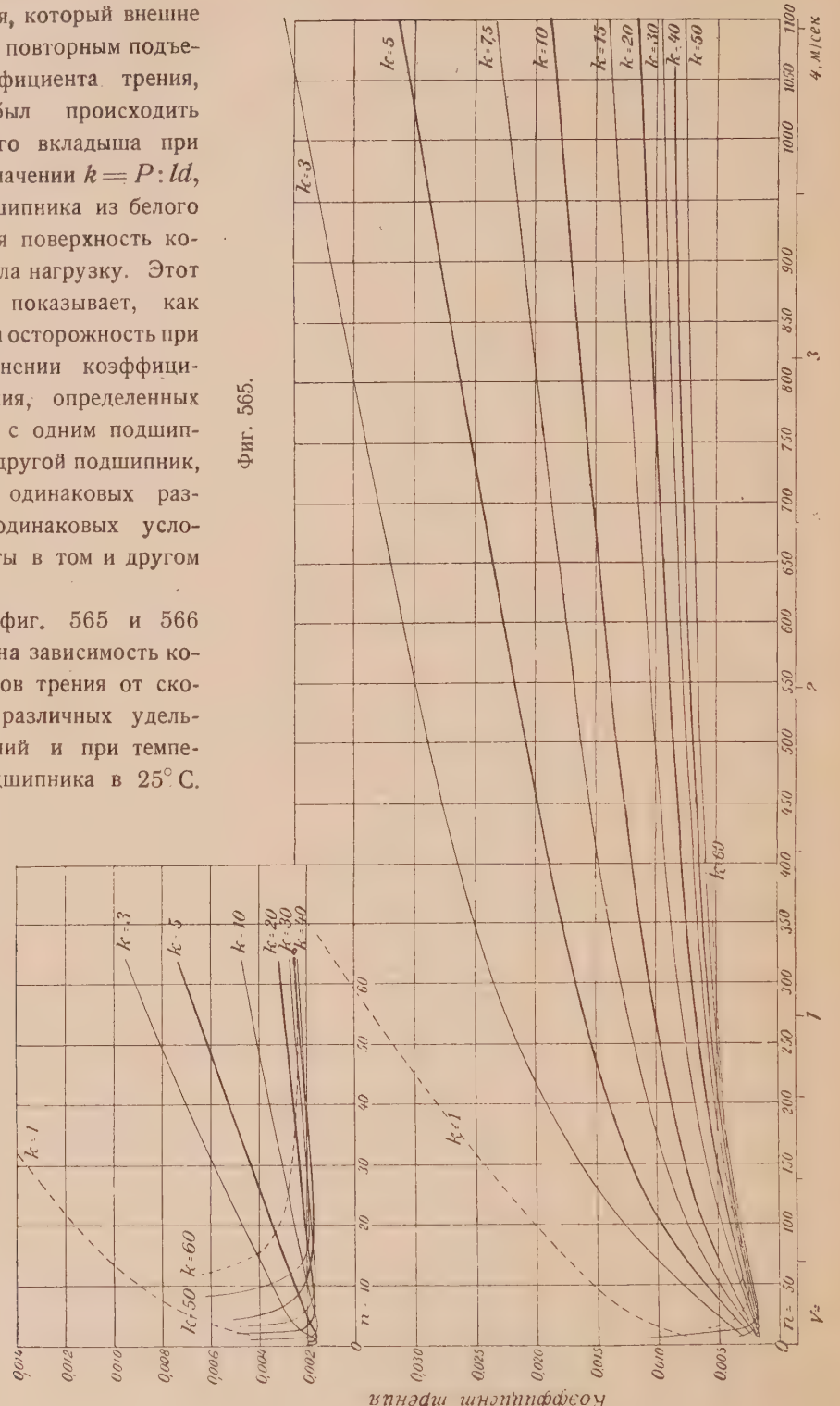
Фиг. 563.
Значения μ при
$n = 760$,
$v = 2{,}79$ *м/сек*



Фиг. 564.

рыв в отдельных местах масляного слоя, который внешне выражался повторным подъемом коэффициента трения, должен был происходить у чугунного вкладыша при меньшем значении $k = P : ld$, чем у подшипника из белого металла, вся поверхность которого несла нагрузку. Этот результат показывает, как необходима осторожность при распространении коэффициентов трения, определенных из опытов с одним подшипником, на другой подшипник, даже при одинаковых размерах и одинаковых условиях работы в том и другом случае.

На фиг. 565 и 566 представлена зависимость коэффициентов трения от скорости для различных удельных давлений и при температуре подшипника в 25° С.



Фиг. 565.

Фиг. 566.

Трение покоя оказывается для подшипника из металла магнолия значительно выше, чем для чугунного подшипника Селлерса, а именно:

для $k=$	2 до 35	35 до 45	45 до 55	60 *кг/см²*
$\mu=$	0,21	0,22	0,23	0,24.

Однако, при повышении скорости величина μ для подшипника из металла магнолия убывает еще гораздо быстрее, чем для подшипника Селлерса.

Согласно изложенному, опыты Штрибека охватывают исследование условий трения

a) в чугунных вкладышах:
для удельных давлений от 0,25 до 25 *кг/см²*, скоростей от 0 до 4,03 *м/сек* и температур подшипника приблизительно от 20°C до температуры установившегося состояния,

b) во вкладышах из белого металла:
для удельных давлений от 0,7 до 80 *кг/см²*, скоростей от 0 до 8 *м/сек* и температур подшипника приблизительно от 20°C до температуры установившегося состояния.

При этом применялась кольцевая смазка, а повышение температуры получалось исключительно в результате превращения работы трения в теплоту, а не путем искусственного нагревания.

c. *Опыты Лаше.*

Опыты Лаше производились над двумя подшипниками, одним — диаметром в 260 *мм* и длиной в 110 *мм*, и другим — диаметром в 110 *мм* и длиной в 240 *мм*. Из этих опытов были определены коэффициенты трения:

a) для $k=1$ до 15 *кг/см²* и температур вкладыша $t=30$ до 100°C, при $v=10$ *м/сек*,

b) для $k=1$ до 15 *кг/см²* и $v=2$ до 20 *м/сек*, при $t=50$°C,

c) для $v=1$ до 20 *м/сек* и $t=30$ до 100°C, при $k=6{,}5$ *кг/см²*, при чем это значение k вычислено для опорной поверхности за вычетом площади смазочных канавок.

Температура отсчитывалась возможно ближе к самой нижней точке цапфы, на расстоянии одной трети длины вкладыша от его торца. Масло подводилось по мере надобности нагретым или охлажденным в количестве 0,8 *л/мин*. Оно поступало сверху самотеком.

Лаше выразил зависимость коэффициента трения от k в виде уравнения

$$\mu k = \text{const.},$$

где постоянная (const.) зависит от t и v. Из полученных кривых для $t=50$°C и $v=10$ *м/сек* приближенно следует:

α) $\mu k = 0{,}06$ для цапфы из мартеновской стали ($d=110$ *мм*, $l=240$ *мм*) при работе во вкладышах из белого металла,

β) $\mu k = 0{,}04$ для цапфы из никкелевой стали ($d=260$ *мм*, $l=110$ *мм*) при работе во вкладышах из белого металла,

γ) $\mu k = 0{,}035$ для цапфы из никкелевой стали ($d=260$ *мм*, $l=110$ *мм*) при работе в бронзовых вкладышах.

Эти формулы действительны для значений k в интервале от 1 до 15 *кг/см²*. Лаше полагает постоянную равной в среднем 0,04.

Зависимость коэффициента трения от v почти совершенно исчезает при переходе за 10 *м/сек*. Так, например, из кривых можно усмотреть, что для $k = 6{,}5$ *кг/см²* и при $t = 50°C$ в трех упомянутых выше случаях получилось приблизительно:

	α	β	γ
$\mu =$	0,01	0,006	0,005

для значений v от 10 до 20 *м/сек*.

Для зависимости коэффициента трения от t Лаше нашел уравнение

$$\mu t = \text{const.},$$

где величина постоянной (const.) зависит от k и v. Из кривых для $k = 6{,}5$ *кг/см²* и $v = 10$ *м/сек* получается:

	α	β	γ
$\mu t =$	0,45	0,35	0,24.

Эти значения действительны для температур подшипника от 40 до 100°C.

Лаше принимает, в среднем,

$$\mu t = 0{,}3.$$

Так как между $v = 10$ и 20 *м/сек* μ остается приблизительно постоянным, то в пределах этого интервала можно также положить

$$\mu k t = \text{const.}$$

Для упомянутых трех случаев получается (при $t = 50°C$)

	α	β	γ
$\mu k t =$	3	2	1,8.

Эти уравнения действительны для интервалов значений: $k = 1$ до 15 *кг/см²*, $t = 40$ до 100°C и $v = 10$ до 20 *м/сек*.

Лаше принимает, в среднем,

$$\mu k t = 2$$

и делает к этому уравнению следующее примечание: „действительно в пределах значений $t = 30$ до 100° C и $v = 1$ до 20 *м/сек*“.

Впоследствии, учитывая необычные размеры цапф, указанных под литерами β и γ, Лаше сообщил автору, что он принимает во внимание только те результаты, которые были получены для цапфы α. Как видно из фиг. 29 на стр. 1889 Z. d. V. d. I. за 1902 г., для этой цапфы значения μ не столь независимы от скорости v, как для цапф β и γ: здесь μ с повышением скорости возрастает — сначала довольно быстро, затем медленнее. Это возрастание наблюдается и для скоростей $v > 10$ *м/сек*. Правда, этим не опровергается закон, выведенный Лаше из фиг. 28 и 30 той же статьи, по которому $\mu k t = \text{const.}$, но эта постоянная для каждой скорости v принимает особое значение. Например, из приведенных выше цифр получается

для $v = 10$ *м/сек* $\quad \mu k t = 0{,}45 \cdot 6{,}5 \cong 2{,}9.$

Для других скоростей соответствующее значение μ можно брать из фиг. 29 указанной статьи Лаше. Так, например,

для $v = 5$ *м/сек* $\mu = 0{,}0071$ и $\mu k t = 0{,}0071 \cdot 6{,}5 \cdot 50 \cong 2{,}3$,
для $v = 20$ *м/сек* $\mu = 0{,}0109$ и $\mu k t = 0{,}0109 \cdot 6{,}5 \cdot 50 \cong 3{,}5$.

Таким образом, пользуясь упомянутой диаграммой, можно вычислить для любой скорости между 1 и 25 *м/сек* значение $\mu k t$. Лаше обозначает эту величину через ρ и пользуется ею для вычисления работы трения цапфы при наивысшей допускаемой температуре подшипника t по формуле для удельной работы трения

$$A_z = \rho \frac{v}{t}.$$

О значении A_z см. стр. 44 и сл.

Согласно этому, работа трения A_z, при прочих равных условиях, получается тем меньшей, чем выше температура подшипника. Это соответствует закону жидкостного трения, по которому вязкость с возрастанием температуры убывает. Однако, в конце концов, масло становится настолько жидким, что уже не может больше предотвращать непосредственного соприкосновения между неровностями поверхностей цапфы и вкладыша (см. стр. 16). Начиная с этого момента работа трения с повышением температуры быстро возрастает. У одного подшипника, исследованного Лаше, эта точка вторичного подъема температуры (ср. фиг. 49, Z. d. V. d. I., 1902, стр. 1938) для взятого сорта масла и при данных условиях работы получилась приблизительно при 115°C.

Далее, Лаше исследовал на примере одного подшипника из белого металла влияние на коэффициент трения материала цапфы. Этот коэффициент получился наибольшим для цапфы из мартеновской стали и наименьшим—для цапфы из никкелевой стали. Литое железо дало промежуточные значения.

Коэффициент трения для цапфы из никкелевой стали, работающей в бронзовом вкладыше, оказался на 25% меньше того значения, которое получалось, когда та же цапфа вращалась во вкладыше из белого металла.

В общем, Лаше приходит к тому выводу, что материалы цапфы и вкладыша подшипника не оказывают решающего влияния на работу трения. Такой вывод согласуется с характером жидкостного трения *).

Опыты с различными смазочными маслами для значений выше $k = 3$ *кг/см²* и $t = 50$°C не дали сколько-нибудь существенной разницы в отношении трения.

Влияние зазора δ между цапфой и вкладышем на коэффициент трения, при $\delta = 0{,}2$ до $0{,}01$ *мм* и малых удельных давлениях k, оказывается довольно

*) Это заключение Лаше представляется весьма спорным. Проф. Гудмэн (Goodman), исследовавший сопротивление трения при работе цапф в различных антифрикционных сплавах, нашел, что при условии недостаточной смазки незначительное различие в химическом составе белого сплава (иногда—всего лишь в 0,25% какого-либо из элементов) приводит к увеличению коэффициента трения вдвое. Можно думать, что и при обильной смазке состав подшипникового сплава оказывает влияние на величину коэффициента трения, хотя, вероятно, и не столь значительное. Поэтому выбор металла для вкладыша, особенно—для быстро вращающихся или тяжело нагруженных валов, требует большой осмотрительности. *[Ред.]*.

значительным, и только при большой разности обоих диаметров или при высоких давлениях ($k = 10$ до 15 *кг/см²*) им можно пренебрегать [1]) *).

Сравнительно недавние (1920 г.) опыты Лаше над подшипниками турбин (см. стр. 6) производились над подшипниками нормальной конструкции, с $d = 200$ *мм*, $l = 400$ *мм*, 10 000-киловаттной турбодинамо (материал цапфы—мартеновская сталь, рабочая поверхность вкладыша — из белого металла) и простирались на скорости цапфы v до 60 *м/сек* и несколько выше при удельных давлениях k до 20 *кг/см²* [2]).

Распределение давлений по рабочей поверхности измерялось у нижнего и у верхнего вкладышей подшипника в семи поперечных сечениях, и притом в 13 точках каждого из них. В виду неплотностей, получающихся между заливкой из белого металла и телом вкладыша, при измерении давлений приходилось пользоваться чугунной рабочей поверхностью. При этом в отдельных местах получились давления, которые при больших значениях k достигали тройной величины среднего давления $k = P : l\,d$, тогда как при низших значениях k они в шесть и даже десять раз превышали среднее давление. Их максимальное значение оказалось зависящим от окружной скорости и зазора подшипника, тогда как на характер роста давления главное влияние оказывало количество подводимого масла. Кроме того, оказалось, что при некоторых обстоятельствах, напр., при малой игре подшипника, на поверхности верхнего ненагруженного вкладыша также возникали сравнительно высокие удельные давления.

---

[1]) Согласно этому, постоянная в уравнении

$$\mu\, k\, t = \text{const.}$$

при низких давлениях должна была бы зависеть также от зазора δ, а при температурах ниже 50°C—и от рода смазки. Такой взгляд отстаивает, например, Гейман (Heimann). Он дает соотношение

$$\mu\, k\, t\, \delta = a\, v^x,$$

где a обозначает постоянный коэффициент, пропорциональный внутреннему трению смазочного материала. В этой формуле следует считать

$$x = 0{,}5 \text{ для } v < 4 \text{ м/сек}$$

на основании опытов, приведенных в упомянутой статье Геймана (см. выноску на стр. 17) и

$$x = 0 \text{ для } v > 10 \text{ м/сек},$$

чтобы она согласовалась с найденным Лашe результатом, по которому выше этой скорости μ не зависит от v.

*) Зазор должен быть достаточным для обеспечения между поверхностями цапфы и подшипника необходимого слоя смазки. В особенности это касается цапф больших диаметров. Поэтому при конструировании этих деталей необходимо предусматривать надлежащий зазор, выбирая соответствующим образом допуски. Испытанные в этом отношении значения зазоров, которыми пользуется в своей практике General Electric Company [для цапф и пят диам. от $^3/_8''$ (10 *мм*) до $36''$ (~ 915 *мм*)] приведены в книге D. S. Kimball and J. H. Barr, „Elements of Machine Design“ (1923), стр. 135. *[Ред.]*.

[2]) Вкладыши из чугуна оказались пригодными при давлениях до 20 *кг/см²* и скоростях до 20 *м/сек* с лишком, при чем, однако, для предупреждения задирания рабочей поверхности, необходимо было, „чтобы подшипник нагружался лишь после того, как скорость цапфы переходила за соответствующую данной нагрузке минимальную скорость“ (см. стр. 172 книги Лашe).

Температуры измерялись только у нижнего вкладыша и в тех же точках, что и при измерении давлений. Для этой цели были применены термоэлементы. Измерения показали постоянное возрастание температуры от входа масла во вкладыш до выхода из него. Для уменьшения работы трения (см. сказанное выше) Лаше рекомендует брать температуру поступающего масла не ниже, примерно, 35°C.

Влияние зазора между цапфой и подшипником было исследовано путем сравнения результатов измерений для двух вкладышей, расточенных на $d+0{,}20$ *мм* и $d+0{,}34$ *мм*, где d — диаметр цапфы. Таким образом, если пренебречь упругостью материала и несовершенством выполнения, цапфа прикасалась к вкладышу лишь по одной образующей. Лаше отдает таким условиям опоры предпочтение перед теми, которые получаются при подшабривании вкладыша. Опыты во всех случаях подтвердили их превосходство, особенно для больших скоростей. При $v = 60$ *м/сек* пришабренный вкладыш оказывался вообще уже неприменимым.

Оказалось также, что более тесный вкладыш, при малых удельных давлениях, равно как при больших скоростях, вызывал бо́льшую работу трения, чем более свободный вкладыш.

Количество масла, протекающее, при прочих равных условиях, через подшипник, оказалось зависящим от характера опорной поверхности, от зазора в подшипнике, от места поступления масла, от его вязкости, от среднего удельного давления k и от скорости цапфы v; впрочем, у более свободного из вкладышей влияние v, после превышения 20 *м/сек*, было уже незаметно. Лаше замечает по этому поводу: нижний предел достаточной толщины масляного слоя у рабочей поверхности определяется, таким образом, областью малых скоростей; другими словами, опасность наступления состояния, промежуточного между сухим и жидким трением, существует в периоды наименьшей скорости, т.-е. в периоды пуска и остановки турбин. При пуске в ход обычно приходится иметь дело с очень холодным, вязким маслом, которое иногда еще не успело проникнуть к находящимся под давлением поверхностям. При остановке машины опасность меньше, поскольку за скоростью, уже недостаточной для подвода масла к опорным поверхностям, вскоре следует полная остановка турбины.

При работе с полной нагрузкой количество подводимого масла должно превышать ту минимальную норму, которая достаточна для поддержания жидкостного трения, так как, в противном случае, можно ожидать заедания вследствие чрезмерного нагрева и „засаливания“ металла. Так как, однако, у этого предела лежит минимальная величина сопротивления трения (см. выноску 1 на стр. 17), то, по соображениям безопасности, приходится мириться с работой трения большей, чем эта минимальная возможная.

Зависимость коэффициента трения μ цапф от удельного давления на поверхности k и от скорости v не удалось вполне выяснить и путем этих последних опытов. В этом отношении получились существенно различные результаты, в зависимости от подводимого количества масла, от места его поступления в подшипник, от величины зазора между цапфой и подшипником, от отношения $l:d$, не говоря уже о влиянии температуры масла, которая, согласно сказанному выше, в разных местах вкладыша различна. Для одного определенного случая ($v = 30$ *м/сек*, температура масла при входе $t_e = 35°C$, температура масла при выходе $t_a = 70°C$),

выбранного так, чтобы получить возможно более постоянный коэффициент вязкости η, Лаше установил закон

$$\mu\, k^{0,8} = \text{const.},$$

действительный для значений k от 3 до 20 *кг/см*². Из приложенной диаграммы определяется значение постоянной, равное, примерно, 0,045. По кривым, данным Лаше, можно видеть, что закон приблизительно верен и тогда, когда только температуру поступающего масла поддерживают на постоянном уровне 35°C, а количество его составляет 20 *кг/мин*, так что η несколько изменяется с давлением k. В этом случае постоянная приблизительно равна 0,5.

Для температурного перепада $t_e = 35°$, $t_a = 70°$C и переменной скорости v Лаше нашел при $k = 15$ *кг/см*² закон $\frac{\mu}{\sqrt{v}} = \text{const.}$ для значеиий v в пределах между 20 и 60 *м/сек*. Величину постоянной можно определить по диаграмме: она получается равной 0,001. Однако, при удельном давлении $k = 6{,}5$ *кг/см*² этот закон не подтвердился, тогда как в другом случае он подтвердился при $k = 10$ *кг/см*², когда количество подводимого масла изменялось пропорционально скорости и только температура поступающего масла поддерживалась постоянной, на уровне 35°C. При этом, согласно диаграмме, постоянная была равна приблизительно 0,0017. Во всех этих случаях зазор между цапфой и подшипником составлял 0,34 *мм*, т.-е. 0,17% диаметра отверстия подшипника.

d. *Сводка результатов опытов над трением цапф.*

Коэффициент трения μ цапф, который входит в уравнение $R = \mu N$, колеблется, согласно приведенным выше исследованиям Штрибека, для подшипника Селлерса — от 0,14 (в состоянии покоя) до 0,0035 (в установившемся состоянии при более или менее значительных скоростях и не слишком малых нагрузках), т.-е. приблизительно в отношении 40 : 1. Для подшипника из белого металла пределы отстоят друг от друга еще дальше: 0,24 и 0,0021, т.-е. приблизительно в отношении 114 : 1. Последнее предельное значение приблизительно соответствует тем цифрам, которые Лаше нашел в 1902 г. для цапфы из никкелевой стали, работавшей по белому металлу или бронзе, при $k = 6{,}5$ *кг/см*², $v = 10$ *м/сек* и температуре подшипника в 50°C. Опыты, произведенные Лаше в 1918 г., для обычных в настоящее время у турбомашин значений $k = 6{,}5$ *кг/см*² и $v = 30$ *м/сек* дали для μ значение, приблизительно равное 0,01, когда температура поступавшего масла была 35°C, а подводимое количество масла составляло $Q = 0{,}8\, l\, d\, v$ *гр/мин*, где l и d размеры цапфы в *см*, а v скорость цапфы в *м/сек*.

При распространении весьма малых значений μ на другие условия работы не следует забывать того, что это допустимо лишь в случаях чисто жидкостного трения, предпосылкой для которого является чрезвычайно тщательное выполнение цапфы и подшипника, а также высокое совершенство смазки и обеспечение надежности опоры.

Очень часто эти предпосылки оказываются невыполненными. В этих случаях вообще не приходится рассчитывать на чисто жидкостное трение — или, по крайней мере, нельзя рассчитывать на него с достаточной уверенностью, равно как и на то,

что трение будет оставаться чисто жидкостным в течение продолжительного времени. В подобных случаях устанавливается род трения, промежуточный между жидкостным и твердым, более или менее приближающийся к последнему.

Стремление определить трение цапф точнее, чем это сделано до сих пор, приведет, конечно, к тому, что для главных случаев применения цапф будут определять действительное трение, учитывая всякий раз все особые обстоятельства данного случая. Другими словами, перестанут вести расчет по совершенно общим значениям μ, а будут пользоваться такими его значениями, которые определены для особо важных основных случаев.

Однако, до тех пор, пока мы не располагаем такими специальными, определенными для отдельных случаев, значениями коэффициента трения, не остается ничего другого, как вести расчет по средним значениям μ, приближенно изменяя их сообразно особым условиям рассматриваемого частного случая и в соответствии с современным уровнем наших знаний. Для данных валов и подшипников необходимо будет особенно взвешивать то, следует ли учитывать условия периода прирабатывания, или же — если этот процесс уже совершился, а вопрос о повторном прирабатывании отпадает — нужно ли рассматривать только пусковой период или преобладающее значение будет иметь установившееся состояние; далее, для каких скоростей и удельных давлений в подшипнике надлежит выбрать коэффициент трения, какая температура подшипника представляется допустимой при данной температуре окружающего воздуха и какой применяется смазочный материал. Существенно еще то, что большинство практических целей, для которых обычно вводят в расчет трение цапф, связаны с требованием большего или меньшего запаса надежности на случай слишком низкой оценки величины трения. В виду этого, в дальнейших расчетах цапф, для которых могут приобрести решающее значение упомянутые выше промежуточные состояния трения, мы принимаем коэффициент трения на плоскости равным $\frac{1}{20}$, т.-е. коэффициент трения цапф μ (см. выноску на стр. 13) $\frac{4 \cdot 1}{\pi \cdot 20} \cong \frac{1}{16}$. При этом следует помнить, что в действительности коэффициент трения может упасть значительно ниже этой величины (и после прирабатывания, большей частью, и будет падать) и что μ зависит от влияния различных рассмотренных выше факторов. Если покажется предпочтительным ввести в расчет иное значение μ, то для этого потребуется лишь произвести соответствующее пропорциональное изменение найденной величины трения.

Принимая величину μ с большим запасом, мы считаемся с обычным несовершенством выполнения, с неизбежными в работе случайностями, а также с тем обстоятельством, что цапфа не всегда занимает по отношению к подшипнику точно требуемое положение, или же, что такое положение обычно сохраняется недолго *).

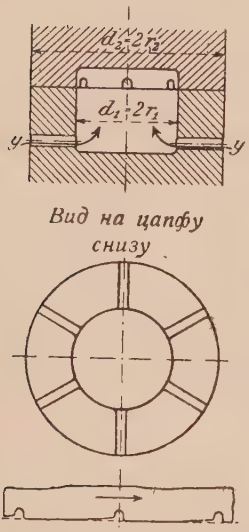
*) Номограмму для расчета всех практически встречающихся проблем техники смазки дали Гюмбель и Эверлинг (Gümbel und Everling, „Reibung und Schmierung im Maschinenbau“, 1925). При помощи этой номограммы можно определить, какая вязкость целесообразна, какой должен быть оставлен зазор и т. д. Практическая и конструктивная стороны этого вопроса подробно рассмотрены в работе Фальца (Falz, „Grundzüge der Schmiertechnik“, Berlin).
[*Ред.*]

3. Опыты с пятами.

а. *Общие сведения.*

Для надежности в работе пята выполняется в форме кольцевой пяты, фиг. 567. Пусть подвод масла происходит через отверстия y. Масло поступает внутрь пяты, откуда по смазочным канавкам оно подводится к ее торцевой поверхности и к опорной поверхности подпятника. На фиг. 567 число канавок принято равным шести. Чтобы масло увлекалось пятой в направлении вращения и этим обеспечивалась смазка, кольцевым секторам, расположенным между смазочными канавками, придана отчасти — и в весьма слабой степени — форма наклонных плоскостей. Это изображено, в сильно преувеличенном виде, внизу фиг. 567, где представлена развертка части цилиндрической поверхности пяты. Смазочные канавки необходимо делать достаточно глубокими, а их края скруглять таким образом, чтобы облегчался подвод масла. Масло увлекается тогда таким же образом, как это описано на стр. 8 и изображено на фиг. 550 в отношении цапф.

Фиг. 567.



Выполнение пяты с $d_1 = 0$, как это часто практиковалось раньше, представляется нерациональным, в виду трудности подвода масла к поверхностям трения (скольжения), так как масло целесообразно подводить от середины пяты к ее периферии. Поэтому такая конструкция допустима только для пят не ответственных.

Представим себе плоскую пяту с $d_1 = 0$, изготовленную таким образом, что в новом состоянии все отдельные соприкасающиеся элементы опорных поверхностей пяты и подпятника нагружены одинаковым удельным давлением. С началом работы такой отлично пригнанной пяты начинается изнашивание, которое, вследствие равенства давления в различных местах поверхности, должно оказаться тем бо́льшим, чем дальше рассматриваемый элемент поверхности отстоит от оси. Первоначально плоская торцевая поверхность переходит в выпуклую. Вместе с этим процессом удельное давление на рабочих поверхностях убывает на периферии и возрастает по направлению к центру пяты. Вследствие этого, теперь начинает возрастать износ в середине пяты, давление по периферии снова увеличивается, и т. д. [1]).

Если величина нагрузки такова, что между поверхностью скольжения пяты и соответствующей поверхностью подпятника все еще остается повсюду достаточно толстый слой масла, тогда, правда, первоначальная плоская форма опорной поверхности может сохраниться и может не иметь места непрестанно перемежающийся износ, усиливающийся то от периферии к центру, то в обратном направлении. Однако, поддержание такого масляного слоя достижимо только при смазывании изнутри (если не касаться подвода масла под давлением, превышающим давление на поверхностях трения), поэтому необходимо, чтобы d_1 было больше нуля и имело, по меньшей мере, величину, необходимую для подвода масла.

[1]) Это явление автор установил путем опытов в 1885 г., о чем сообщалось в предыдущих изданиях этой книги.

В дальнейшем кратко сообщаются результаты опытов с пятами. Относительно подробностей см. соответствующие литературные источники [1]). О других опытах, ставших известными автору, будет упомянуто в дальнейших местах настоящего тома.

b. *Опыты Вудбери.*

Существенный результат этих опытов, произведенных над пятой, у которой $d_1 = 72{,}9$ *мм* и $d_2 = 116{,}3$ *мм*, при $n = 300$, что́ соответствует средней скорости $v \sim 1{,}5$ *м сек* на кольцевой поверхности пяты (см. выноску на стр. 55), и при удельных давлениях

$$k = \frac{P}{0{,}25\pi\,(d_2^2 - d_1^2)} = 0{,}07 \text{ до } 2{,}8 \text{ кг/см}^2,$$

заключается в определении коэффициента трения μ по измеренному моменту трения

$$P\mu\,\frac{2}{3}\,\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}.$$

Оказалось, что коэффициент μ убывал с возрастанием давления и увеличением температуры.

При

$$k = 0{,}07 \text{ кг/см}^2 \text{ и } t = 4^\circ\text{C} \text{ получено } \mu = 0{,}54.$$

Значение μ упало при

$$k = 2{,}8 \text{ кг/см}^2 \text{ и } t = 38^\circ\text{C} \text{ до } \mu = 0{,}018.$$

c. *Опыты Лаше.*

Опыты над кольцевой пятой из бронзы, с водяным охлаждением, при опорной поверхности из белого металла. Пята гладкая, кольцевой вкладыш подпятника из закаленной и полированной стали снабжен канавками.

$d_2 = 298$ *мм*, $d_1 = 185$ *мм*, площадь смазочных канавок 47 *см*^{2},
$P = 15\,000$ *кг*, $n = 900$.

Отсюда получается

для пяты $k = \dfrac{15\,000}{0{,}25\pi\,(29{,}8^2 - 18{,}5^2)} = 35$ *кг/см*^{2},

для вкладыша подпятника $k = \dfrac{15\,000}{0{,}25\pi\,(29{,}8^2 - 18{,}5^2) - 47} = 39{,}3$ *кг/см*^{2}.

Путем измерения теплоты, отведенной маслом и охлаждающей водой, была определена работа трения. Она оказалась равной 12 *л. с.* соответственно

$$A_z = \frac{12 \cdot 75}{0{,}25\pi\,(29{,}8^2 - 18{,}5^2)} = 2{,}1 \text{ кгм/см}^2 \text{ (см. стр. 55)},$$

$$\mu = \frac{3000 \cdot A_z\,(d_2 - d_1)}{P\,n} = 0{,}005.$$

---

[1]) Woodbury, „Measurements of Friction of Lubricating Oils", Engineering, 1884, стр. 532 и сл.; ср. также отчет в Z. d. V. d. I., 1885, стр. 450 и сл.

Lasche, „Der Dampfturbinenbau der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin", Z. d. V. d. I., 1906, стр. 1289 и сл., особое дополнение — II, стр. 1355 и сл.

Ad. Neumann, „Die Reibungsverhältnisse in Spurzapfenlagern," Z. d. V. d. I., 1918, стр. 571 и сл.

v. Freudenreich, „Moderne Drucklager", Brown, Boveri и Co-Mitteilungen, 1918, Heft 1 — 4; частично напечатано в Z. f. d. g. T., 1917, стр. 293 и сл.

[См. также отчет об опытах Бийчем Тауэра над стальной пятой диам. 3″ (76,2 *мм*) в Trans. of the Inst. of Mech. Engineers, 1891, стр. 111. *Ред.*].

Расход охлаждающей воды составлял, согласно диаграмме, при $P = 14\,000$ *кг* от 8 до 9 *л/мин*, количество масла было приблизительно такое же. Температура масла при выходе колебалась, в течение короткого промежутка времени, между 90° и 130°C — признак того, что граница безопасной работы была достигнута. Продолжительность опыта составляла несколько часов.

Во время этого опыта Лаше определял взаимно-соответствовавшие значения удельного давления и работы трения, получавшихся температур масла, расхода масла и охлаждающей воды. Опыт охватывал также и низкие нагрузки (до 200 *кг*) и сравнительно малые скорости ($n = 600$ и 750). Однако, вывести определенную закономерность из полученных результатов оказалось невозможным.

Как показывают кривые упомянутой диаграммы, закон $\mu k t = \text{const.}$, выведенный Лаше для подшипников (см. стр. 26), для исследованного им подпятника неприменим.

d. *Опыты Неймана.*

Опыты, произведенные над пятой с диаметрами $d_1 = 150$ *мм*, $d_2 = 250$ *мм*, дали значения коэффициента трения:

a) для $k = 1$ до 30 *кг/см*^{2} и температур пяты $t = 15$ до 100°C, при средней скорости пяты $v = 5$ *м/сек* (отнесенной к окружности радиуса $\frac{2}{3}\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$),

b) для $k = 1$ до 30 *кг/см*^{2} и $v = 0{,}5$ до 15 *м/сек*, при $t = 50$°C,

c) для $v = 0{,}5$ до 15 *м/сек* и $t = 15$ до 100°C, при $k = 10$ *кг/см*^{2}.

Значения k вычислены по опорной площади за вычетом смазочных канавок; об их расположении и размерах данных в статье Неймана нет.

Нейман установил для зависимости коэффициента трения μ от k приближенный закон:

$$\mu k = \text{const.},$$

где величина постоянной зависит от t и v.

Зависимость коэффициента трения от v здесь, по существу, такая же, какая была указана для подшипников на стр. 17: при увеличении скорости от $v = 0$ — быстрое падение μ до некоторого наименьшего значения; затем снова медленное возрастание μ по мере дальнейшего возрастания скорости. Для значительной части охваченной опытами области скорость, при которой μ достигает своего минимального значения, лежит ниже предела опытов $v = 0{,}5$ *м/сек*. С возрастанием скорости, коэффициент μ возрастает все медленнее и, наконец, для части области опытов выше $v = 12$ *м/сек* остается постоянным.

Для зависимости коэффициента трения от t Нейман устанавливает приближенный закон:

$$\mu t = \text{const.},$$

где на величину постоянной оказывают влияние k и v. Кривые показывают, что при известной температуре, зависящей от v и k, μ перестает убывать, чтобы затем снова подняться, очевидно, вследствие удаления процесса от чисто жидкостного трения.

В отношении числовых значений для μ, а также для постоянных в установленных приближенных законах, приходится сослаться на указанную выше (см. прим. на стр. 33) статью Неймана.

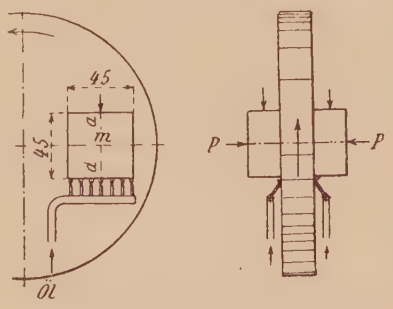
Приведенные кривые указывают также на влияние материала рабочих поверхностей на величину коэффициента трения. Например, при $k = 10$ *кг/см²*, $v = 5$ *м/сек*, $t = 50°C$, диаграмма дает:

для чугуна по чугуну $\mu = 0{,}01$
для стали по бронзе $\mu = 0{,}005$.

е. *Опыты Фрейденрейха*

Эти опыты, предпринятые по поручению Акц. О-ва Браун, Бовери и Ко, в Бадене (Швейцария), производились над квадратными пластинами, покрытыми белым металлом, которые прижимались к вращающемуся диску из закаленной стали таким образом, что плоскость пластины могла свободно устанавливаться относительно плоскости диска (см. фиг. 568). Вязкость примененного масла определялась в зависимости от температуры. Опыты охватывали область средних давлений k от 1 до 100 *кг/см²* и скорости v от 6 до 45 *м/сек*; температура подводимого масла оставалась постоянно равной 45°C. При этом средние температуры рабочей поверхности пластины получались в пределах от 46,5 до 94,6°C. Измерялись температуры t и давления в различных местах среднего сечения пластины $a - a$, кроме того, сопротивление трения и электрическое сопротивление масляного слоя; последнее — для того, чтобы вывести отсюда его толщину. Оказалось, что температура возрастает в направлении движения, от начала и почти до конца пластины, на величину до 40°C, а давление постепенно возрастает до некоторой максимальной величины и затем снова падает примерно так, как изображено для подшипника на диаграмме фиг. 548, стр. 7. Максимальные значения удельного давления получались при этом приблизительно втрое больше его средней величины. Коэффициент трения, напр., для $k = 79{,}4$ *кг/см²*, $v = 6{,}55$ *м/сек*, $t = 58{,}4°C$ ($\eta = 0{,}0011$ *кг м/сек²*), оказался равным $\mu = 0{,}002$. Для зависимости коэффициента трения от скорости и удельного давления Фрейденрейхом были установлены различные соотношения. Так, напр., для нагрузки пластины в центре, как это показано на фиг. 568, он находит при $t = 55°C$

Фиг. 568.



$$\mu = 0{,}00762 \sqrt{\frac{v}{k}}.$$

В отношении дальнейших подробностей об этих опытах приходится сослаться на статью Фрейденрейха.

4. Требования, предъявляемые к смазочному материалу.

Смазочный материал должен так крепко прилипать к поверхностям скольжения (трения), чтобы его не могло удалить ни их взаимное давление, ни движение одной из них относительно другой, ни постепенное испарение; последнее — даже в том случае, когда трение влечет за собой повышение температуры.

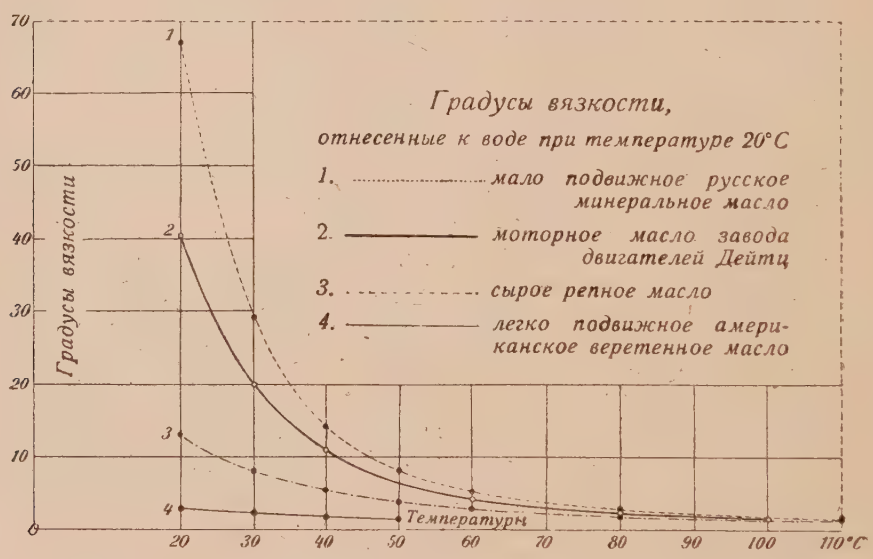
Этим условиям в более или менее совершенной степени удовлетворяют животные жиры, растительные масла и целый ряд минеральных масел. Впрочем, последние в отношении потерь через испарение обычно требуют специального испытания, при котором принято определять их температуру вспышки и испаряемость.

Смазочный материал может быть густым или жидким, т.-е его степень текучести или, точнее, степень вязкости[1]) может быть разной. Внутрен-

[1]) Степень вязкости — или, как обычно говорят, вязкость — определяют по Энглеру, заставляя жидкость вытекать при определенных условиях из сосуда через вертикально расположенную трубку, длина которой равна 20 *мм*, а отверстие убывает от 2,9 *мм* до 2,8 *мм*. Вязкость 1 соответствует времени истечения 200 $см^3$ дестиллированной воды при 20°C (50 до 53 *сек*). Вязкость (в градусах) определяется, как отношение времени истечения 200 $см^3$ соответствующей жидкости к вязкости 1, т.-е. к времени истечения 200 $см^3$ дестиллированной воды. Масло, для которого время истечения 200 $см^3$ при 20°C оказывается в 40 раз больше времени истечения 200 $см^3$ дестиллированной воды, имеет, таким образом, вязкость 40 градусов Энглера. (Подробнее об этом см. Engler, Z. d. V. d. I., 1885, стр. 882, или книгу Гольде, упомянутую в выноске на стр. 571 тома I.).

На фиг. 569 представлены для 4 масел кривые, показывающие зависимость вязкости от температуры [т. наз. характеристические кривые] Ясно заметно убывание вязкости

Фиг. 569.



с возрастанием температуры; особенно быстро она уменьшается в начале для малоподвижных минеральных масел *1* и *2*; следовательно, небольшое увеличение температуры уже оказывает значительное влияние на вязкость. При 80°C разница между маслами *1*, *2* и *3* уже очень невелика.

На жидкое американское смазочное масло *4* повышение температуры оказывает слабое влияние.

Касторовое масло, по Гольде, имеет вязкость от 139 до 140.

Управление Прусских железных дорог предъявляет к вагонным и паровозным маслам следующие требования:

вязкость летнего масла при 20°C . . . . . 40 до 60;
вязкость зимнего масла . . . . . 25 „ 45;
температура вспышки — выше 160°C.

(Штрибек, Z. d. V. d. I., 1902, стр. 1342).

нее трение оказывается тем меньшим, чем менее вязок материал. Сообразно этому, при прочих равных условиях, действие смазочного материала, направленное на уменьшение трения, будет возрастать вместе с его текучестью, при том условии, что текучесть не будет больше, чем это допускает необходимость поддержания разделяющего слоя между скользящими друг по другу телами.

При этом приходится особенно помнить о том обстоятельстве, что с увеличением температуры смазочные средства становятся жиже. Вследствие этого, считаясь с обычно неизбежными температурными изменениями, следует требовать, чтобы смазочный материал при наивысшей температуре, возможной во время работы, не был слишком жидким.

Далее, имеет значение величина нагрузки на цапфу, т.-е. давление, испытываемое слоем смазки. Учитывая мелкие недостатки выполнения, сильно нагруженные цапфы нужно смазывать, при прочих равных условиях, менее жидким маслом, чем цапфы, нагруженные слабо. Если приходится считаться с возможностью неравномерной смазки, то рекомендуется пользоваться трудно текучим-маслом *).

Описанный выше способ измерения вязкости встречает возражения со стороны физиков. Однако, применяемые ими приборы для определения вязкости мало пригодны для технических целей. Уббелоде определил поэтому, путем расчета и опыта, зависимость между градусами вязкости по Энглеру и абсолютной вязкостью. Этой зависимостью часто пользуются (см. Ubbelohde, „Tabellen zum Engler'schen Viskosimeter", Leipzig, 1907, или работу, упомянутую на стр. 571 тома I); впрочем, в последнее время она встречает возражения. С другой стороны, предлагаемые технические „вискозиметры" пока еще несовершенно сконструированы. Подробнее об этом см. упомянутые на стр. 571 работы Гюмбеля и книгу Гольде.

[Для смазочных масел обычно определяют вязкость при $t = 20$, 50 или 100°C (для машинных — при 50°, для цилиндровых — при 100°, для очень легких масел — при 20°C). В отдельных случаях целесообразнее определять вязкость при температуре, близкой к рабочей. Так, напр., для турбинных масел часто пользуются значением $t = 70$ до 80°C. В случае очень вязких масел или масел обычной вязкости, но исследуемых при низких температурах, определяют время истечения не 200 $см^3$, а 100 или 50 $см^3$ и затем при помощи коэффициента Гольде или переводных формул приводят результат к нормальным градусам Энглера.

Вязкость смеси масел легко определяется по вискограмме Молина (см. Техническая Энциклопедия, т. IV (1928), стр. 850).

Описание вискозиметров различных типов, таблицы основных данных для условных единиц вязкости, даваемых этими приборами, а также данные относительно чисел вязкости для различных масел — см. статьи: „Вязкость" и „Вязкость масел", в томе IV Технической Энциклопедии, а также в книге А. Г. Баумана, „Смазочные масла СССР и техника их применения", ч. I (1925), стр. 64 — 77. В последней имеются таблицы, которые могут быть полезными при выборе машинных и цилиндровых масел. См. также S. Erk, „Zähigkeitsmessungen an Flüssigkeiten und Untersuchungen von Viscosimetern", Berlin, 1927; E. Kiesskalt, „Untersuchungen über den Einfluss des Druckes auf die Zähigkeit von Ölen und seine Bedeutung für die Schmiertechnik", Berlin, 1927; H. M. Wells and W. S. Taggart, „Cylinder Oil and Cylinder Lubrication", Manchester, 1903; И. А. Крылов, „Минеральные и растительные масла", Петроград, 1919; Л. С. Блок и А. Ф. Добрянский, „Вязкость нефтяных продуктов", М. — Л., 1927; У. Ф. Осборн, „Смазка силовых установок", М. — Л., 1928. [*Ред.*].

*) Опыты Гайда (Hyde) в 1920 г., Герси (Hersey) в 1922 г. и особенно Кискальта) (Kiesskalt) для выяснения влияния высоких давлений на вязкость масла показали, что последняя в весьма высокой степени зависит от давления. Поэтому в настоящее время к обычным исследованиям масел должны быть добавлены еще два: исследование зависимости вязкости от давления и адсорпция. [*Ред.*].

К изложенным требованиям, предъявляемым к смазочному материалу, присоединяются, естественным образом, еще следующие: стойкость против застывания, осмоления, высыхания, окисления — для масел растительного и животного происхождения, против испарения — для минеральных масел, далее — против разложения во время пользования (что́ следует иметь в виду особенно тогда, когда отработанное масло снова используется для смазки), и отсутствие механических, а также химических примесей, которые могли бы оказаться вредными (частицы волокон, муть и кислоты — в растительных маслах, частицы кокса в минеральных маслах, частицы металлические и др. — в отработанных маслах и т. д.)*).

Кроме этих общих требований, к смазочным материалам во многих случаях предъявляются ещё другие, специальные требования. Например, масло, которым смазывают буксы железнодорожного подвижного состава, должно удовлетворять особым условиям в отношении влияния на него холода. От масла, применяемого для смазки двигателей внутреннего сгорания (разбрызгиваемое внутри закрытого картера, оно может попасть на горячий поршень и там более или менее полно обуглиться), требуют, чтобы оно давало как можно меньше остаточных продуктов сгорания („нагар"), так как они загрязняют запас масла в картере. Если масло может попадать в камеру сгорания, то от него приходится, кроме того, требовать, чтобы остаточные продукты его сгорания возможно меньше повреждали цилиндр.

Отсутствие воды в масле желательно; при фитильной смазке оно является необходимым условием хорошего действия [1]).

Какой смазочный материал выбрать в каждом отдельном случае, зависит, конечно, также от цены, от устройства системы смазки и т. д.**).

Все сказанное выше относится к жидким смазочным материалам (маслам). Но существуют и другие смазочные материалы, находящиеся при обыкновенной температуре в твердом состоянии (смазочные материалы твердой консистенции). Животные жиры (говяжье сало, свиной жир), часто применявшиеся в прежнее время, теперь почти утратили свое значение. Их место занял тавот, называемый также консистентным жиром, жиром для масленок Штауфера, весьма различный по своему составу и часто подвергающийся фальсифицированию (см. книгу Гольде). Так как внутреннее трение тавота значительно больше, чем у масел, его, вообще говоря, применяют лишь тогда, когда для этого имеются особые основания. В последнее время рекомендуют, как смазочный материал, эмульсию графита в масле [2]).

---

*) Методы исследования всех этих свойств смазочных масел см. в книге Баумана, указанной в выноске на стр. 37. [*Ред.*].

[1]) Сводку требований, предъявляемых к важнейшим маслам, применяемым для смазывания различных машинных частей, а также изменения этих требований, в связи с созданным войною особым положением, см. стр. 2 упомянутой книги Гольде.

**) Новый способ для оценки смазки подшипников выработан Шерингом (Schering) и Фивегом (R. Vieweg). Они рассматривают подшипник при полной смазке, как электрический конденсатор, двумя обкладками которого являются цапфа и подшипник; диэлектриком является масло. По емкости конденсатора определяется толщина слоя смазки. См. Petroleum, 26, № 1, стр. 9. [*Ред.*].

[2]) См. упомянутую на стр. 571 тома I статью Уббелоде; далее герм. пат. № 191 840 от 4/IV 1907 г.

II. Расчет цапф.

При расчете цапф надлежит исходить из следующих общих принципов:

a) Должны быть удовлетворены требования прочности и упругости (надежность в отношении отламывания, равномерность прилегания цапфы по всей длине вкладыша подшипника).

b) Удельное давление между цапфой и подшипником не должно превосходить того предела, при превышении которого уже не обеспечивается сохранение постоянного слоя смазочного материала между поверхностями соприкосновения цапфы и подшипника (надежность в отношении слишком большого трения и задирания рабочих поверхностей).

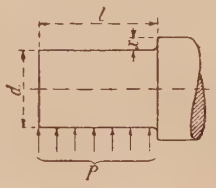
c) Работа трения, которая превращается в теплоту, не должна превышать такой величины, чтобы можно было отвести эквивалентное ей количество теплоты, без недопустимого повышения температуры цапфы и подшипника[1]) (надежность против заедания, вследствие чрезмерного повышения температуры, и его последствий).

1. Цапфы

a. Цилиндрический шип.

Пусть для шипа, изображенного на фиг. 570, обозначают

Фиг. 570.



P давление на шип,
d диаметр шипа,
d_1 внутренний диаметр полого шипа,
d_2 наружный „ „ „
l длину шипа,
k_b допускаемое напряжение материала на изгиб,
k „ удельное давление на опорных поверхностях.

Условия прочности (см. выше, п. a) дают, в предположении равномерной опоры по всей поверхности подшипника[2]), для шипа сплошного сечения уравнение

$$P \cdot 0{,}5\, l = 0{,}1\, k_b \; d^3, \tag{422}$$

а для полого цилиндрического шипа

$$P \cdot 0{,}5\, l = 0{,}1\, k_b \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \tag{423}$$

[1]) Если дело идет о работе с перерывами или с сильными колебаниями нагрузки, то надежность против чрезмерного нагревания может быть обеспечена уже и тем, что нагревание, получившееся в течение коротких периодов работы или в течение непродолжительного действия полной нагрузки, вновь уменьшается во время последующих остановок или периодов сильной разгрузки, либо, наконец, во время смены поверхностей трения, в такой мере, что недопустимое повышение температуры возникнуть не может. Для этого необходимо, чтобы условия работы допускали достаточно безопасное накопление и последующий отвод теплоты.

[2]) В отношении шипов средней длины это условие оказывается соблюденным с достаточной точностью. Если же дело касается длинных шипов, например, таких, для которых $l = 3d$ до $4d$, то о них этого уже сказать нельзя. Такие шипы прогибаются, вследствие чего давления в подшипнике распределяются неравномерно, а именно — убывают к торцу шипа. Обычно это неравномерное распределение давлений еще усиливается, вследствие прогиба

Требование b (см. стр. 39) при только-что формулированной предпосылке и при том дополнительном условии, чтобы шип наполовину был окружен подшипником, приводит к зависимости (см. выноску 1 на стр. 7)

$$P = k\,l\,d, \tag{424}$$

или соответственно

$$P = k\,l\,d_2.$$

Исключая P из ур. (422) и (424), получаем

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\ k_b}{k}}\ . \tag{425}$$

Во многих случаях направление силы меняется (случай нагрузки *c*, том I, стр. 67, 103 и сл.); при этом следует принимать:

для литой стали	литого железа	чугуна	фасон. стал. литья
$k_b =$ 400 до 600 *кг/см*^{2}	300 до 500 *кг/см*^{2}	150 до 250 *кг/см*^{2}	250 до 400 *кг/см*^{2}.

Если максимальное давление P действует на шип сравнительно короткое время, то можно, сообразно действительным условиям работы, вводить в расчет соответственно более высокое значение для k_b.

Когда нагрузка меняется не полностью, то можно учесть и это обстоятельство, вводя в расчет соответственно более высокие значения k_b, равно как и в тех случаях, когда шип изготовлен из особенно доброкачественного материала [1]). Далее, следует помнить, что давление на шип обычно распределяется неравномерно по длине l, а убывает изнутри наружу, вследствие упругости материала. Вследствие этого изгибающий момент может оказаться значительно меньше, чем $P \cdot 0{,}5\,l$, следовательно, можно вводить в расчет более высокое значение k_b. (См. также выноску на стр. 94).

При выборе k решающее значение имеют: материал, из которого сделан шип, а также материал вкладыша подшипника, качество выполнения, совершенство смазки и применяемый для нее смазочный материал, условия температуры и скорости, при которых должна работать цапфа, степень уверенности, с которой можно ожидать сохранения точности взаимного положения цапфы и подшипника, и т. д. (Ср. сказанное выше в I, п.п. 1 и 2, особенно же в п. 2d, стр. 30 и 31). В этом отношении оказывает влияние также происходящая во время работы деформация вала (ср., напр., фиг. 573, стр. 62, а также второй абзац на стр. 43). Следует принимать во внимание также характер процесса прирабатывания и условия, в которых оно будет происходить (ср. стр. 9, 11 и 19).

Чем точнее придана поверхностям скольжения та математическая форма, которую они должны иметь, чем лучше они отполированы и чем больше точность положения цапфы относительно подшипника, тем тоньше может быть слой смазки во время

всего вала или оси. В таких случаях давление все более и более сосредоточивается на внутренней стороне подшипника, вблизи которой удельное давление легко может превысить допускаемую величину, если только вкладыш не является самоустанавливающимся или если он не был пришабрен под нагруженным валом.

В подобных случаях всегда следует подумать о целесообразности применения вкладышей с шаровым движением.

[1]) При употреблении специальных сортов стали (см. том I, стр. 129 и сл.) можно итти соответственно выше.

работы и тем большим можно выбрать значение k. Конечно, вместе с этим возрастает и чувствительность работы машины в отношении возможных нарушений смазки, изменений взаимного положения цапфы и подшипника и т. д. Чем выше температура, которой подвержены подшипник и цапфа, тем меньшее, при прочих равных условиях, значение следует принять для k. При необходимости сильной нагрузки цапфы следует позаботиться о сохранении в подшипнике достаточно низкой температуры (если нужно — путем отвода теплоты посредством особых мер), а также о применении не слишком жидкого смазочного материала.

Далее, следует иметь в виду, что износ шипа и вкладыша — если с таковым приходится считаться — происходит, при прочих равных условиях, тем быстрее, чем больше k. Кроме того, не следует упускать из виду продолжительность работы механизма (напр., работает ли машина непрерывно круглые сутки или только часть этого времени, или же работа происходит с перерывами, как, например, у подъемных машин), а также скорость скольжения и число оборотов.

То же относится и к прочим обстоятельствам, которые могут иметь влияние, напр., к вопросу о том, могут ли быть достаточно защищены поверхности скольжения от проникания пыли, грязи и т. д.

Если сила P, положенная в основу расчета шипа, действует полностью или почти полностью длительно, то для k следует принимать значение меньшее, чем в том случае, когда она прилагается полностью лишь изредка или в течение лишь малой части одного оборота, а в течение большей части рабочего времени остается значительно ниже своего максимального значения. При особенно высоких вершинах кривой значений P может играть роль и время, необходимое для развития соответствующей деформации вала. Чем больше то время, которое вал имеет для этого в своем распоряжении, тем больше будет давление вала на кромку поверхности вкладыша, являющееся следствием той конечной деформации, к которой стремится вал (см. стр. 62 и сл.).

В отношении шипов, получающих значительную часть своей нагрузки от натяжения ремней или канатов, следует иметь в виду, что в начале работы установки натяжение ремня или каната нередко очень велико и во много раз превосходит натяжение гибкой связи после того, как все части устройства приработаются. В особенности это относится к пеньковым канатам. Чтобы считаться с этим, конструктор может принимать соответственно меньшие значения для k, если он кладет в основу расчета нормальные значения напряжений ремней или канатов, либо, если это представляется ему более удобным, он может с самого же начала принимать в расчет более высокое значение поперечной силы.

Перемены направления давления на шип обычно облегчают подвод масла и, кроме того, приводят к распределению износа на большее число элементов поверхности. По этой причине может показаться допустимым более высокое значение k. Против этого можно возразить, что с каждой переменой направления давления на обратное связана опасность удара или, по меньшей мере, неспокойного хода машины, влияние чего должно быть компенсировано уменьшением k. Чем меньше k, тем более надежной, в известных пределах, представляется работа машины. У шипов, подверженных переменам направления давления и совершающих не вращательные, а только качательные движения, как это имеет место, напр., в случае крейцкопфных цапф, поддержание жидкостного трения и уменьшение опасности сухого трения или некоторого проме-

жуточного состояния достижимо без особых вспомогательных средств лишь при соблюдении следующих условий: период действия давления должен быть настолько краток, чтобы смазочный материал не вытеснялся полностью из промежутка между поверхностями скольжения и за время между двумя переменами направления давления выдавленное масло заменялось новым с помощью соответствующего смазочного приспособления.

Наконец, укажем еще на то, что, согласно сказанному на стр. 7 и сл. максимальное давление посредине вкладыша значительно больше, чем $k = P : l\,d$. Для шипов со спокойной нагрузкой это обстоятельство играет, конечно, бо́льшую роль, чем в случае переменной нагрузки.

Из всего изложенного явствует, что общего значения для величины k, собственно говоря, указать нельзя. Если это все же делают, то этим преследуют лишь цель — дать ориентировочные указания, главным образом, в том смысле, что превышение приведенных удельных давлений требует соблюдения особых предосторожностей.

В дальнейшем приведены цифры допускаемых удельных давлений для цапф, непрерывно вращающихся в регулирующихся подшипниках нормальных машин. При пользовании этими цифрами следует иметь в виду сказанное выше относительно величины k. В отдельных случаях или в отношении специальных машин могут представиться основания итти выше приведенных значений k (напр., в паровозах) или, наоборот, принимать для этой величины значительно пониженные значения. Последнее относится в особенности к тем случаям, когда давление на цапфу, как по величине, так и по направлению, не меняется или меняется мало и сохраняет свою величину также и при неподвижном состоянии механизма (валы, сильно нагруженные тяжелыми колесами и т. п.).

Закаленная тигельная сталь при работе по закаленной литой стали, при исключительно тщательных работе и уходе, в особенности же при целесообразной смазке	до 150 *кг/см²*.
Закаленная тигельная сталь при работе по бронзе или белому металлу, при тех же условиях	„ 90 „
Незакаленная тигельная сталь при работе по бронзе или белому металлу, при тех же условиях	„ 60 „ [1]
Литое или сварочное железо с гладкой, плотной поверхностью, при работе по бронзе или белому металлу	„ 40 „
Сварочное железо с не вполне чистой поверхностью или чугун, при работе по бронзе	„ 30 „

[1]) Güldner, „Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgasanlagen“, 1914, стр. 198 [стр. 196 русского перевода изд. 1916 г.], для пальцев кривошипов двигателей внутреннего сгорания, изготовленных из лучшей литой стали и работающих по бронзе или белому металлу, ограничивает значения k тем требованием, чтобы при вспышке между поверхностями скольжения сохранялся масляный слой. Он полагает для этого случая

$$k \leqq \frac{P_{max}}{l\,d} = 100 \text{ до } 110 \text{ кг/см}^2$$

и замечает, что более высокие значения, до 130 *кг/см²*, следует допускать только при крайней необходимости. Для тихоходных стационарных двигателей внутреннего сгорания принято считать $k_{max} = 85$ до 90 *кг/см²*.

Сварочное железо с не вполне чистой поверхностью, при работе по чугуну . . . . . до 25 *кг/см²*.

Литое или сварочное железо, при работе по бакауту, при водяной смазке . . . . . „ 25 „

Значительно сильнее можно нагружать цапфы канатных и цепных блоков и т. д., вращающиеся с перерывами или только качающиеся, износ которых либо незначителен, либо вовсе не играет роли, и для которых повышенное трение не представляется вредным. В таких цапфах жидкостное трение заменяется иногда значительно бо́льшим трением твердых тел. Приведенные выше значения 60, 40, 30, 25 *кг/см²* (обычно только ими и приходится пользоваться для механизмов этого рода) можно превышать в этих случаях иногда вдвое или даже втрое.

При пользовании указанными числовыми значениями k, выведенными из средних данных опыта, следует иметь в виду, что они — даже при самом тщательном их определении — строго говоря, могут быть распространены лишь на условия работы цапф, достаточно близкие к тем, при которых цапфы работали и для которых и были определены эти значения k. При этом следует принимать во внимание влияние факторов, упомянутых на стр. 40 и 41.

Для изготовленных из хорошей литой стали и работающих во вкладышах из хорошего металла (см. стр. 48) цапф поршневых машин с подводом или отводом энергии через вал действительны следующие опытные данные:

	Коренные подшипники.	Цапфы кривошипов.	Цапфы крейцкопфов.
Двигатели внутреннего сгорания[1]) . .	до 30	до 90	до 150 *кг/см²*
Паровые подъемные машины	„ 30	„ 120	„ 150 „
Одноцилиндровые паровые машины .	„ 20	„ 70	„ 90 „
Многоцилиндровые паровые машины .	„ 16	„ 60	„ 80 „
Насосы	„ 10	„ 45	„ 60 „
Компрессора и воздуходувки	„ 14	„ 50	„ 60 „

При этом обычно ведут расчет, исходя из максимального давления на поршень, определенного по индикаторной диаграмме, т.-е. пренебрегают влиянием на P сил инерции. Если для поршневых двигателей с большим числом оборотов допускают такие же значения k, как и для менее быстроходных машин, то это представляется в известных пределах допустимым в виду того более или менее компенсирующего действия, которое силы инерции оказывают в них. Однако, в случае весьма быстроходных машин, пренебрежение силами инерции может привести к значительным ошибкам (см. стр. 49).

Различие значений k вызывается теми особыми условиями, которые оказывают решающее влияние в том или ином случае (см. стр. 41).

У паровозов, допуская более значительный и быстрый износ, доходят в отношении величины k до 150 *кг/см²* для цапф кривошипов и до 350 *кг/см²* для крейцкопфных пальцев. Эти цапфы и пальцы обычно закаливают и шлифуют, а вкладыши крейцкопфного пальца изготовляют из высококачественной бронзы. В сравнительно недавно вышедшей книге Гарбе о паровозах (Garbe, „Die

[1]) См. выноску на стр. 42.

Dampflokomotiven der Gegenwart", Berlin, 1920) указаны значения k для цапф кривошипов от 115 до 170 *кг/см*^{2}, а для крейцкопфных болтов — от 310 до 387 *кг/см*^{2}. Гарбе считает безусловно необходимым, чтобы поверхность этих цапф обладала твердостью стекла и была чрезвычайно тонко отполирована.

Для наружных (выносных) подшипников поршневых двигателей (где направление силы не меняется или же меняется незначительно) большею частью рекомендуется брать k значительно меньше, чем для коренного подшипника, что объясняется соображениями, связанными с отводом теплоты (см. стр. 48 и 49).

При условиях работы, имеющих место, напр., у дыропробивных прессов и листовых ножниц, где нагрузка подшипника действует с перерывами и достигает своего максимального значения лишь на очень короткое время и где, кроме того, скорость вращения мала, цапфа (палец) кривошипа подвергается при максимальной нагрузке давлению k до 200 *кг/см*^{2} и выше [для гидравлических прессов — до 400 *кг/см*^{2}. *Ред.*].

Приведенное выше (стр. 39) требование с дает, путем изложенных ниже рассуждений, следующую третью зависимость.

Пусть для цапфы по фиг. 570, стр. 39, у которой $d = 2r$,

ω угловая скорость, т.-е. при n *об/мин*

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ и}$$

μ коэффициент трения, так что трение цапфы $R = P\mu$ (см. выноску на стр. 13), а момент этого трения $M = P\mu r$.

Работа трения A в килограммометрах, при подстановке в ее выражение радиуса r в сантиметрах, будет при указанных обозначениях составлять

$$A = R\omega\frac{r}{100} = P\mu\omega\frac{r}{100} = P\mu\frac{\pi n}{3\,000}r. \qquad (426)$$

Работа A превращается в теплоту. Вследствие этого, температура подшипника повышается [1]). Это повышение температуры не должно переходить известного предела, который, согласно изложенному на стр. 27, зависит от различных обстоятельств. С другой стороны, устанавливающаяся температура зависит и от того, какое количество тепла отводится из цапфы и подшипника в единицу времени. При этом речь может итти о естественном или же об искусственном охлаждении (различного рода).

Очевидно, что при различных одновременно действующих влияниях нельзя дать общих правил для расчета цапф, не исходя из известных предположений и предпосылок.

Наиболее распространенное в настоящее время предположение опирается на ур. (426), а также на то, что для данной конструкции подшипника и цапфы, работающих вместе при определенных условиях, количество теплоты, которое может быть отведено, можно считать пропорциональным произведению ld. Обращающаяся

[1]) При наличии условий, указанных в выноске 1 на стр. 39, необходимо поставить требование, чтобы работа трения не превышала такой величины, при которой эквивалентное количество тепла, поскольку оно не успевает уйти во время своего образования, могло бы накопляться в массах соответствующих машинных частей, не вызывая недопустимого повышения температуры последних.

в теплоту работа трения не должна превышать такой величины, чтобы эквивалентное количество тепла еще могло быть отведено из машины без недопустимого повышения температуры. Это сводится к требованию, чтобы удельная работа трения

$$A_z = \frac{A}{l\,d} = \frac{P\,\mu\,\pi\,n}{6000\,l} \qquad (427)$$

не превышала некоторого определенного значения [1]); отсюда следует

$$l \geqq \frac{\mu\pi}{6000\,A_z} P\,n. \qquad (428)$$

Полагая,

$$\frac{6000\,A_z}{\mu\pi} = w, \qquad (429)$$

получим

$$l \geqq \frac{P\,n}{w} \text{ или } n \leqq w\,\frac{l}{P}\ ^*). \qquad (430)$$

При той неуверенности, которая существует в отношении выбора значений μ и A_z, а также в отношении тех предпосылок, на которых построена формула (428), часто предпочитают пользоваться зависимостью (430), рассматривая в ней w, как опытную величину, полученную из наблюдений хорошо работавших устройств, величину тем бо́льшую, чем меньше коэффициент трения и чем больше, при прочих равных условиях, количество отводимой теплоты. Все, что уменьшает трение, и все, что благоприятствует отводу теплоты, увеличивает значение w. При данной величине можно w рассматривать, как меру подлежащей отводу теплоты.

[1]) Это условие служит также основой для определения необходимых размеров тормазных шкивов, применяемых при измерениях количества работы. Если требуется принимать на тормаз N *л. с.*, то для шкива диаметром d *см* и шириной b *см*,

$$A_z \geqq \frac{75N}{b\,d} \text{ или } b\,d \geqq \frac{75N}{A_z}.$$

Значение A_z принимают при обычном наружном водяном охлаждении равным 2,5 *кгм*, а для воздушного охлаждения — до 0,5 *кгм*. Но при больших скоростях, когда давления между поверхностями получаются малыми, можно, поскольку этого т р е б у ю т обстоятельства, брать при водяном охлаждении значительно более высокие значения A_z (до 5 *кгм*). При энергичном охлаждении (подвод воды внутрь тормазного шкива) A_z можно принимать даже значительно выше 5 *кгм*. Так, Э с т е р л е н (Fr. Oesterlen) при охлаждавшемся изнутри тормазе с $d = 600$ *мм* и $b = 200$ *мм*, определял следующие тормазные мощности:

270 *л. с.* при $n = 400$, соответственно $A_z = 16{,}9$ *кгм*,

229 *л. с.* при $n = 745$, соответственно $A_z = 14{,}3$ *кгм*.

Ц у п п и н г е р (Zuppinger, Schweizerische Bauzeitung от 20/V 1911 г.), при тормазе с внутренним охлаждением и масляной смазкой, при размерах шкива

$d = 600$ *мм*, $b = 150$ *мм*,

тормозил 180 *л. с.* при $n = 200$, соответственно $A_z = 15{,}0$ *кгм*.

Вопросу о величине коэффициента трения в устройствах для тормажения посвящена докторская диссертация Ш в е т ь е (Schwetje), „Beiträge zur Kenntnis der Reibungsverhältnisse zwischen Holz und Eisen, insbesondere bei Bremseinrichtungen für Leistungsmessung“, Berlin, 1912.

*) Часто пользуются соотношением

$$l \geqq \frac{Pn}{1900\,kv},$$

которое получается отсюда путем подстановки $w = 1900\,kv$ (см. ниже, ур. 431). [*Ред*].

В случае, если величина P изменяется в течение одного оборота, в зависимости (426), (427), (428), (430) подставляют некоторое среднее значение P, так как здесь речь идет о механической работе за время одного оборота, пропорциональной трению $P\mu$. Эта работа не зависит от знака P. В виду этого, нельзя полагать ее всегда пропорциональной передаваемой полезной мощности, как это иногда делают. Равным образом, нельзя во всех случаях пренебрегать влиянием сил инерции.

Для проверки выполненных цапф удобно вести расчет таким образом, чтобы выяснить, превосходит ли произведение давления $k = P : ld$ на окружную скорость $v = \omega r = 0{,}5\ \omega d$ в *м/сек* некоторую определенную величину, принятую за допустимую, или нет. Таким путем мы приходим к зависимости

$$A_z = \frac{P \mu v}{ld} = \mu k v \text{ *)}.$$

или

$$k v = \frac{A_z}{\mu} = \frac{\pi}{6000} w = \frac{w}{1900}. \qquad (431)$$

Эмпирическое число w в формуле (430) зависит не только от материалов цапфы и подшипника, но также и от размеров их, от качества выполнения, от точности их взаимного положения, от характера смазочного материала и от совершенства смазки, равно как и от того, насколько интенсивно отводится теплота; последнее, в свою очередь, обусловливается обстоятельствами работы (воздушная тяга, искусственное охлаждение и т. д.).

Для того, чтобы w, а следовательно и допустимое число оборотов, получалось возможно большим, необходимо прежде всего выбрать для цапфы однородный и достаточно твердый (однако, не хрупкий) материал, дающий, кроме того, вполне плотную и гладкую поверхность [1]). Установив размеры цапфы по ур. (424), стр. 40

---

*) Произведение $k v$ называют иногда коэффициентом износа, так как износ пропорционален как удельному давлению, так и скорости на поверхности цапфы. *[Ред.]*.

[1]) По этой причине различные фирмы начали закаливать поверхность сильно нагруженных цапф, при чем закалку ведут так, что закаленный слой имеет толщину всего в несколько миллиметров.

Для получения твердой, как стекло, поверхности на изделиях, ядро которых должно остаться вязким, применяют следующие три способа:

1. Цементацию, т.-е. науглероживание поверхностных слоев изделия, с последующей закалкой.

2. Быстрое нагревание, производимое таким образом, чтобы только поверхность изделия приняла температуру, необходимую для достижения твердости, с последующим быстрым охлаждением.

Этот способ предполагает, что материал изделия — сталь, достаточно хорошо принимающая закалку.

3. Если материал цапфы содержит сравнительно много никкеля (по крайней мере 5 до 7%), то в результате цементации на поверхности цапфы образуется вязкий и твердый, хорошо принимающий полировку слой (с аустенитовой структурой), под которым находится слой твердый, как стекло (с мартенситовой структурой). Закалки, т.-е. нагрева с последующим охлаждением в воде или масле, при этом не требуется.

Никогда не следует забывать о том, что твердый, как стекло, материал обладает малой вязкостью. Если такая цапфа имеет трещины, то они, даже при вязкости внутренней массы материала, распространяются тем легче, чем больше развиты закалочные напряжения (способы 1, 2). Подробнее об этом см. F. u. G. d. K., I, c, d.

(при этом следует принимать во внимание, что малое удельное давление благоприятствует применению высокого числа оборотов), стремятся, далее, к достижению точной цилиндрической формы ее, а затем к получению совершенно гладкой поверхности. Не меньшее значение имеет правильная установка цапфы в подшипнике, требующая величайшей тщательности. При тяжелых условиях работы, в целях сохранения правильного взаимного положения цапфы и рабочей поверхности подшипника, прибегают к такому устройству последнего, при котором его вкладыши могут автоматически устанавливаться надлежащим образом. См. конструкции этого рода на табл. 40 и 42 до 45. Согласно изложенному на стр. 29, имеет значение также величина зазора между цапфой и вкладышем, а также характер взаимной пригонки их.

В отношении смазки, помимо надежности ее действия, играет роль также способ ее осуществления (например, капельная, кольцевая или циркуляционная), место поступления в подшипник и распределение смазочного материала, его количество и температура, а также степень его пригодности именно для данных условий работы.

Количество теплоты, отводимой в единицу времени, будет тем значительнее, чем больше, при прочих равных условиях, отводящие теплоту поверхности, чем меньшее сопротивление встречает теплопередача наружу и чем больше способность окружающей среды отводить теплоту: при низкой температуре среды, окружающей подшипник и цапфу, возможность заедания вследствие чрезмерного нагрева меньше, нежели при более высокой температуре ее. Неподвижный подшипник, окруженный неподвижным же или медленно движущимся воздухом, может заесть скорее, чем подшипник, быстро проносящийся в воздухе (подшипник цапфы кривошипа и т. п.) или омываемый движущимся воздухом. С помощью водяного охлаждения можно отводить больше тепла, чем при воздушном охлаждении, и т. д. Если теплообразование происходит преимущественно в каком-нибудь одном месте подшипника (вследствие того, что направление давления на цапфу остается постоянным или меняется лишь незначительно), то, при прочих равных условиях, недопустимый нагрев и заедание или задир получится раньше, чем в тех случаях, когда теплообразование не сосредоточено в одном месте подшипника.

В общем, следует иметь в виду, что поддержание температуры подшипника на низком уровне, обеспечивая, несомненно, бóльшую надежность работы механизма, в то же время может означать и увеличение работы трения (см. сказанное по этому поводу на стр. 26 и 27). При оценке возникающих при этом противоречивых соображений, мы в значительной степени зависим от условий работы. Если, например, обеспечен постоянный контроль над температурой подшипника, то можно подходить к ее верхнему пределу ближе, чем в том случае, когда такого контроля нет.

Относительно материала вкладышей подшипников следует заметить, что некоторые сплавы (белые подшипниковые сплавы) допускают, повидимому, довольно высокие значения w [1]).

По сравнению с бронзой, белому металлу (баббиту) свойственна бóльшая пластичность. В случае сильного повышения температуры бронзовые вкладыши, особенно

[1]) Лаше нашел, что коэффициент трения по бронзе меньше, чем по баббиту (см. стр. 25 и 27).

при малой толщине стенок, обнаруживают стремление к деформациям, которые, вследствие твердой поверхности, легко приводят к заеданию или образованию „задиров". При вкладышах, залитых белым металлом, вместо заедания наблюдается только „засаливание" и, в худшем случае, выплавление металла. Белый металл должен обладать известной твердостью, которая определяется тем требованием, чтобы при максимальном местном удельном давлении и максимальной возможной температуре он не деформировался и не истирался. Влияние температуры на поведение различных подшипниковых сплавов может быть весьма значительным. Подробнее об этом — см. F. u. G. d. K. изд. 1921 г., гл. XI.

У нормальных паровых двигателей наблюдаются следующие значения.

Для цапф кривошипов (подшипники из литой стали, бронзы или белого металла), у которых оба вкладыша приблизительно одинаково интенсивно отводят теплоту и в отношении которых сильный воздушный поток (вследствие быстрого движения кривошипа в окружающем воздухе) обеспечивает энергичное охлаждение, раньше принимали в качестве предельного значение $w = 37\,500$ или $kv \cong 20$ *кгм*. В настоящее время встречаются конструкции с $w = 90\,000$ и выше, т.-е. $kv = 47$ *кгм*, — правда, при условиях, которые следует считать благоприятными: малая длина цапфы (коленчатый вал, т.-е. сравнительно малые удельные давления k), энергичный отвод тепла через сравнительно большие торцевые поверхности головки шатуна, большое число оборотов и сильная тяга воздуха, отличные выполнение и уход, а также заботливое отношение к смазке, что́ раньше было не в обычае. Во всяком случае, нужно заметить, что допускать значения w до 90 000, соотв. kv до ~ 50 *кгм*, следует только в случае необходимости. Обычными значениями для паровых машин с концевыми кривошипами являются $kv = 35$ до 40 *кгм*, соответственно значению $w \cong 70\,000$. Насколько автор может судить на основании известных ему данных практики, в отношении величины w, соотв. A_z или kv, допустимо доходить до тем более высоких значений, чем меньше действительное удельное давление между поверхностями цапфы и подшипника. Это замечание относится и к цапфам, упомянутым ниже.

Цапфы коренных валов, у которых отвод теплоты происходит преимущественно через одну (нижнюю) половину подшипника и которые не омываются способствующим охлаждению энергичным потоком воздуха, рассчитывались раньше по $w = 15\,000$, или $kv \cong 8$ *кгм*. При применении белого металла и тщательном выполнении цапфы и подшипника допускали значения w до 40 000 и даже выше ($kv = 21$ *кгм*), исходя из того соображения, что давление на подшипник зависит от действующих неизменно книзу сил тяжести в меньшей степени, чем от переменного по величине и направлению давления на цапфу кривошипа [1]), как это и имеет место у коренного подшипника. В отношении внешнего (выносного) под-

[1]) Гюльднер (см. выноску на стр. 42) полагает
для вкладышей красного литья
$kv \leqq 25$ *кгм*, $w = 48\,000$,
„ „ бронзовых
$kv \leqq 28$ *кгм*, $w = 53\,000$,
„ „ с заливкой из белого металла (баббита)
$kv \leqq 30$ *кгм*, $w = 57\,000$.

шипника, условия работы которого прямо противоположны, обычно не идут выше $kv = 15$ *кгм*, т.-е. $w = 28\,000$.

При искусственном охлаждении, в зависимости от степени его действительности, можно и увеличивать эти значения. В случае незначительного превышения их, охлаждение часто оказывается после прирабатывания уже не нужным. Такое искусственное охлаждение, служившее в прежнее время больше мерой предосторожности, теперь, в связи с все возрастающим увеличением рабочих скоростей, применяется все чаще, как нормальное устройство. При распространении испытанных на практике особенно высоких значений w (или kv) на другие машины, необходимо в каждом отдельном случае принимать во внимание условия искусственного отвода тепла.

Упомянутое повышение рабочих скоростей особенно касается механизмов автомобилей и летательных аппаратов. Здесь встречаются числа оборотов от 1200 до 3000 в *мин* *). При этом силы инерции достигают такой величины, что обычное для стационарных машин пренебрежение работой трения, вызываемой этими силами, уже недопустимо. Их влияние на величину P в ур. (430), стр. 45, или k в ур. (431) у автомобильных и авиационных двигателей (четырехтактные двигатели простого действия) может быть весьма значительным.

У машин с высоким числом оборотов и спокойной нагрузкой, например, у паровых турбин, динамо и т. д., допускают значения kv до 150 *кгм* (соответственно $w = 286\,000$). При этом для машин средней величины обычно считают $k = 5$ до 6 *кг/см*^{2} при $v = 25$ до 30 *м/сек*. Для малых машин принимают значительно меньшие цифры, тогда как у больших машин встречаются значения v до 40 *м/сек* и kv до 280 *кгм*. При этих цифрах предполагается охлаждение подшипника непрерывным потоком смазочного масла (см. также пример на стр. 52).

Оси железнодорожных пассажирских вагонов работают удовлетворительно еще при $w = 190\,000$, $kv = 100$, k приблизительно до 40 *кг/см*^{2}; у бегунковых осей трехосных паровозов (при скоростях курьерских поездов) значения w доходят до 150 000 ($kv = 70$, k приблизительно до 15 *кг/см*^{2}), у цапф наружных паровозных кривошипов — w до 250 000. При этом, наряду со специальной конструкцией подшипников, играет роль, конечно, и то обстоятельство, что с увеличением числа оборотов осей возрастает и скорость поезда, а вместе с тем усиливается также отвод теплоты. Кроме того, у только что названных цапф сильно сказывается охлаждение через торцевую поверхность цапфы и головки шатуна (дышла). Кроме того, в паровозах мирятся с таким изно-

---

В случае особенно тщательного выполнения и отличной смазки можно, при надобности повышать последнее значение до $kv = 35$ *кгм*, соотв. $w = 67\,000$, однако, рекомендуется прибегать к этому лишь, если это необходимо.

При этом P в формуле $P = kld$ Гюльднер рассчитывает по среднему давлению на поршень за полный рабочий цикл. Относительно верхнего предельного значения k см. выноску на стр. 42.

Для цапф коренного вала Гюльднер принимает

$$kv \leqq 15 \text{ кгм}, \quad w = 29\,000,$$

где k определяется из среднего давления на поршень и веса маховика.

*) В настоящее время — до 7500 *об/мин* (двигатели гоночных автомобилей, напр., Деляж). *[Ред.]*.

сом, который в стационарных паровых машинах считался бы для равного промежутка времени недопустимым.

Вообще говоря, можно рекомендовать конструкторам, чтобы они, прежде чем принимать высокие значения k, w или kv, путем поверочного расчета таких же, оправдавшихся на практике, конструкций, удостоверялись, каким именно путем определены эти высокие значения.

После всего замеченного выше относительно коэффициента трения цапф, представляется вполне естественным, что при тщательном соблюдении условий, влияющих на уменьшение трения, является возможность допускать для w значения, во много раз бóльшие, чем те, которые принято считать безопасными [1]). Впрочем, при этом возрастает и вероятность быстрого чрезмерного нагревания подшипников и наступления последствий такового, в случае какой-либо неправильности в рабочем режиме. Если, например, цапфа работает, оставаясь холодной, при большом числе оборотов и коэффициенте трения 0,005 (такая величина, как это следует из предыдущего, представляется вполне возможной) и если вследствие какой-либо неисправности в смазке или в положении вкладыша подшипника относительно цапфы и т. п. в какой-либо части поверхностей скольжения придут в соприкосновение твердые тела, следовательно, жидкостное трение заменится трением твердых тел, то это может повлечь за собою повышение коэффициента трения в десять-двадцать раз. В результате этого цапфа и подшипник должны будут чрезмерно нагреться и могут заесть.

Желание исходить не из предпосылок, на основании которых выведены зависимости (427) до (431), стр. 45 и 46, а непосредственно из данных, полученных опытным путем, приводит к методу расчета, показанному ниже на примере 4 (стр. 52).

При расчете цапф, особенно шипов, начинают с того, что определяют по ур. (425), стр. 40, наибольшее допустимое значение $l:d$ *). Далее, из ур. $P = kld$ находят значение d для отношения $l:d$, не превышающего этой максимальной вели-

[1]) В этом отношении особенного внимания заслуживают условия, указанные в выноске 1 на стр. 39.

*) Для выбора значения $l:d$ можно руководствоваться, в качестве ориентировочных, данными следующей таблички, составленной на основании выполненных конструкций, которые хорошо зарекомендовали себя в эксплоатации:

Тип подшипника	Значения $l:d$
Стационарные машины, коренные шейки	1,5 до 2,5
„ „ цапфы кривошипов	1
„ „ „ крейцкопфов	1 до 1,5
Судовые машины, коренные шейки	1 „ 1,5
„ „ цапфы кривошипов	1 „ 1,5
Трансмиссионные тяжелые валы в неподвижных подшипниках	2 „ 3
„ валы в самоустанавливающихся подшипниках	3 „ 4
Подшипники динамомашин	3

[*Ред.*].

чины. Имея d, определяют l. Наконец, остается проверить, удовлетворяет ли это значение l зависимости (430). В положительном случае, полученные значения d и l можно сохранить, в противном случае надлежит найти по ур. (430) длину l, а затем по ней рассчитать на основании ур. (422), стр. 39, диаметр d, поскольку при данных условиях представляется допустимым увеличение l (см. следующие ниже примеры).

Величину заплечика x, фиг. 570, стр. 39, можно принимать равной

$$x = \frac{d}{16} + 5 \text{ мм до } \frac{d}{10} + 5 \text{ мм}.$$

Пример 1. Определить размеры цапфы кривошипа паровой машины, для которой на стр. 82 и сл. проведен расчет вала. Число оборотов 60 в минуту. Наибольшее расчетное давление на цапфу, определяющее напряжение на изгиб и удельное давление, составляет 7800 *кг*, тогда как среднее давление на цапфу, определяющее работу трения на 1 оборот, равно 6000 *кг*.

Предполагая, в качестве материала цапфы, литую сталь, получаем из ур. (425), стр. 40, при $k_b = 500$ *кг/см*^{2} (так как нагрузка меняется не полностью, можно было бы взять k_b еще несколько выше) и $k = 60$ *кг/см*^{2}.

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 500}{60}} = \sqrt{1{,}67} = 1{,}3.$$

Исходя из этой величины, находим

$$7800 = 60 \cdot 1{,}3d^2,$$
$$d = 10 \text{ см},$$
$$l = 1{,}3d = 13 \text{ см}.$$

Зависимость (430), стр. 45, при $w = 37\,500$ приводит к неравенству

$$l \geqq \frac{6000 \cdot 60}{37\,500} = 9{,}6 \text{ см}.$$

При $l = 130$ *мм* это условие удовлетворяется.

Если бы число оборотов машины было таким, что значение l получилось бы больше 130 *мм*, то, учитывая трудность обеспечения на долгий срок равномерного прилегания цапфы кривошипа к подшипнику (эта трудность тем больше, чем длиннее цапфа), следовало бы стремиться к тому, чтобы путем возможного улучшения качества работы сделать возможным соответствующее повышение w. Длинные цапфы кривошипов чрезвычайно чувствительны даже к малым отклонениям коренного вала от правильного (перпендикулярного к плоскости качаний шатуна) положения. По этой причине величину l не делают больше $1{,}3\,d$, даже, если бы это допускала прочность материала.

Пример 2. Цапфа кривошипа парового двигателя, совершающего 150 оборотов в минуту (следовательно, работающего со скоростью значительно большей, нежели машина в предыдущем примере) и для которого наибольшее давление на цапфу

составляет 35 000 *кг*, а среднее 13 000 *кг*, имеет размеры: $d = 200$ *мм*, $l = 240$ *мм*. Отсюда, отношение

$$\frac{l}{d} = \frac{240}{200} = 1{,}2.$$

Ур. (422), стр. 39, дает

$$k_b = \frac{P \cdot 0{,}5 \cdot l}{0{,}1\, d^3} = \frac{35\,000 \cdot 0{,}5 \cdot 24}{0{,}1 \cdot 20^3} = 525 \ кг/см^2,$$

ур. (424), стр. 40,

$$k = \frac{P}{l \cdot d} = \frac{35\,000}{24 \cdot 20} = 73 \ кг/см^2,$$

а ур. (430), стр. 45,

$$w = \frac{P \cdot n}{l} = \frac{13\,000 \cdot 150}{24} = 81\,250$$

или

$$k\,v = \frac{\pi}{6000}\, w = \frac{\pi}{6000}\, 81\,250 = 42{,}5 \ кгм.$$

Пример 3. Требуется рассчитать цапфу нагруженного тяжелым колесом стального вала, делающего 72 оборота в минуту, если известно, что цапфа подвергается почти неизменному давлению в $P = 5000$ *кг*, действующему в одном и том же направлении.

Так как здесь решающее влияние на длину цапфы будет иметь, повидимому, работа трения, то будем исходить из ур. (430), принимая в нем $w = 15\,000$. Оно дает длину цапфы

$$l \geqq \frac{5000 \cdot 72}{15\,000} = 24 \ см.$$

При этом значении и при $k_b = 400$ *кг/см*^{2} из ур. (422) получается

$$5000\,\frac{24}{2} = 40 d^3$$

$$d = \sqrt[3]{1500} = 11{,}5 \ см.$$

Берем $d = 120$ *мм*. Этим размерам цапфы соответствует удельное давление

$$k = \frac{5000}{24 \cdot 12} = 17{,}3 \ кг/см^2.$$

Если принять во внимание постоянство направления и величины давления на цапфу (они постоянны и тогда, когда машина не работает) и число оборотов вала, то эти обстоятельства должны побудить к тщательному наблюдению за смазкой.

Пример 4. Наружный подшипник вала турбогенератора нагружен силой $P = 7000$ *кг*. Число оборотов в минуту $n = 1500$. Искусственное охлаждение производится посредством циркуляции масла, проходящего через холодильник (водяной).

На основании сказанного на стр. 49, допускаем для k значение 5,5 *кг/см*^{2} и, оставляя за собой право изменения в дальнейшем, принимаем $l = 2d$. При этом ур. (424) дает

$$7000 = 5{,}5 \cdot 2d^2 = 11\, d^2,$$

$$d = \sqrt{\frac{7000}{11}} = 25{,}2 \ см \cong 250 \ мм,$$

$$l = 500 \ мм.$$

На основании ур. (422), изгибающее напряжение составляет

$$k_b = \frac{7000 \cdot 25}{0{,}1 \cdot 25^3} = 112 \ кг/см^2,$$

т.-е. остается значительно ниже допустимого предельного значения.

Скорость цапфы получается равной

$$v = \frac{\pi \cdot 0{,}25 \cdot 1500}{60} = 19{,}6 \ м/сек,$$

откуда

$$k\,v = \frac{7000}{25 \cdot 50} 19{,}6 = 110 \ кгм.$$

Желая рассчитать подлежащее отводу количество теплоты по способу Лаше (стр. 27), необходимо задаться температурой подшипника t, чтобы определить зависящую от нее работу трения. Если, имея в виду сказанное на стр. 47 и 48, назначить $t = 50°$, то получится (см. стр. 27) $\mu\, k\, t = 3{,}5$,

$$\text{и для } k = 5{,}5 \text{ значение } \mu = \frac{0{,}0109 \cdot 6{,}5}{5{,}5} = 0{,}0129,$$

$$A_z = p \frac{v}{t} = 3{,}5 \frac{19{,}6}{50} = 1{,}37 \ кгм/сек.$$

Следовательно, работа трения цапфы равна

$$A = A_z l d = 1{,}37 \cdot 50 \cdot 25 = 1712 \ кгм/сек,$$

что соответствует количеству теплоты $\frac{1712}{427} = 4{,}03 \ Cal/сек.$

Охлаждающее устройство должно, таким образом, отводить в час $3600 \cdot 4{,}03 \cong$ $\cong 14\,500 \ Cal.$ Если, для простоты и надежности расчета, принять, что это количество тепла полностью отводится охлаждающей водой, т.-е. пренебречь лучеиспусканием и теплопроводностью подшипника, то, зная начальную и конечную температуры охлаждающей воды, можно будет рассчитать потребное количество ее. Если, далее, конечную температуру охлаждающей воды принять на 5°C ниже температуры поступающего в подшипник масла, а последнюю, согласно стр. 29, принять равной 35°C, то, напр., при начальной температуре охлаждающей воды в 15°C, — количество ее для данного подшипника получится равным

$$\frac{14\,500}{30 - 15} = 967 \ л \text{ в час.}$$

Для того, чтобы обеспечить с достаточной степенью надежности равномерное соприкосновение сравнительно длинных цапф с подшипником, необходимо делать вкладыш последнего самоустанавливающимся или же пришабривать его под нагруженным валом. Последнее средство достигает цели, конечно, только в тех случаях, когда нагрузка во время работы не меняется сколько-нибудь существенно. Кроме того, при этом способе пригонки следует принимать во внимание деформации вследствие упругости материала, равно как и разность температур.

b. *Шаровой шип.*

Шаровой шип применяется почти исключительно, как цапфа кривошипа (паровых машин, лесопильных рам и т. д.), так как при точно шаровой форме

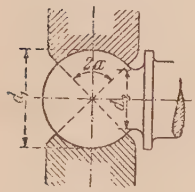
она нечувствительна к отклонениям кривошипного вала от его правильного положения. Впрочем, это является едва ли не единственным преимуществом цапф этой формы.

Цилиндрическому шипу с обычным для него средним значением отношения $l:d=1{,}25$ можно считать эквивалентным такой шаровой шип, диаметр которого d_1 приблизительно отвечает соотношению

$$d_1=1{,}4d$$

при значении угла $\alpha=\frac{\pi}{4}$. Отсюда, если принимать нагрузку цилиндрической цапфы кривошипа равной $60\,d\,l$, допустимая нагрузка k шарового шипа из литой закаленной стали получится из уравнения

Фиг. 571.



$$P=60\frac{5}{4}d^2=k\,d_1{}^2=k\cdot 1{,}4^2d^2,$$
$$k=38{,}3\ кг/см^2.$$

Это значение можно округлить до 40. Таким образом, для шарового кривошипа допускаемая нагрузка

$$P=40d_1{}^2, \qquad (432)$$

где d_1 обозначает диаметр шара в сантиметрах.

Далее, поскольку количество теплоты, подлежащей отводу, можно считать пропорциональным величине $\frac{\pi}{4}d_1{}^2$ (ср. стр. 44), должно соблюдаться неравенство

$$d_1\geqq\frac{P\,n}{w}, \qquad (433)$$

где w можно принимать равным 30 000 и выше, в зависимости от совершенства выполнения.

Особенно серьезного внимания заслуживает при устройстве шарового шипа то обстоятельство, что он имеет право на существование лишь постольку, поскольку его поверхность точно шарообразна. Поэтому при выполнении таких шипов необходима большая тщательность. Не вполне точно обработанный шаровой шип работает гораздо хуже цилиндрического. Трудность изготовления, особенно сказывающаяся при недостаточной опытности рабочих, повидимому, является другой причиной редкого применения шаровой цапфы. К этому присоединяется еще тот недостаток ее, что при значительных силах ее диаметр получается большим, следовательно, неудобным для практики. Следует отметить еще и то, что износ уничтожает точную шаровую форму цапф этого типа, даже если она и была первоначально достигнута.

Чтобы получить возможно большую поверхность соприкосновения, диаметр d_2 шейки шипа, фиг. 571, берут довольно малым, допуская значения k_b до 650 $кг/см^2$, что, в виду обычно неполной перемены направления нагрузки, вполне приемлемо. Считая плечо рычага изгибающей силы равным $0{,}4\,d_1$, получаем

$$40d_1{}^2\cdot 0{,}4d_1=0{,}1\cdot 650\cdot d_2{}^3,$$

откуда

$$d_2=d_1\sqrt[3]{0{,}25}=\frac{5}{8}d_1.$$

Пример. Для паровой машины, рассмотренной в первом примере п. а, закаленный шаровой шип из литой стали должен был бы иметь диаметр

$$d_1 = \sqrt{\frac{7800}{40}} = 14 \text{ см}.$$

Неравенство (433) дает для этого значения диаметра предельное число оборотов

$$n \leqq \frac{14 \cdot 30\,000}{6000} = 70,$$

что соответствует действительности ($n = 60$). В противном случае, пришлось бы исходить из соотношения (433).

2. Пяты.

Расчет пят основан на тех же принципах, которые являются исходными при расчете цапф (см. стр. 39).

Если пренебречь уменьшением опорной поверхности за счет смазочных канавок (10 до 20%) и выразить допускаемое удельное давление k в виде частного $P : 0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2)$, то второе из требований, формулированных выше, в начале раздела II (стр. 39), приводит к следующему уравнению:

$$P = k \cdot 0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2) \cong 0{,}8k(d_2^2 - d_1^2). \tag{434}$$

Поскольку количество отводимой теплоты может быть принято пропорциональным площади кольцевой поверхности пяты $0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2)$ (подобно тому, как это объяснено по поводу цилиндрических цапф), и поскольку с достаточной степенью точности можно считать трение приложенным в расстоянии $\frac{d_1 + d_2}{4}$ от оси [1]), третье требование приводит к зависимости

$$A_z \geqq \frac{P\mu \frac{d_1 + d_2}{4} \frac{1}{100} \frac{\pi n}{30}}{0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2)}.$$

Отсюда следует

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{\mu P n}{3000 A_z}. \tag{435}$$

Если положить здесь

$$\frac{3000 A_z}{\mu} = w,$$

то условие (435) примет форму

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{P n}{w}. \tag{436}$$

Если вести расчет по методу, указанному на стр. 44, и принять за меру работы трения произведение удельного давления

$$k = \frac{P}{0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2)}$$

---

[1]) Для сравнительно малых значений d_1 это расстояние, при условии равномерного распределения силы сопротивления по всей кольцевой поверхности, следует положить равным

$$\frac{1}{3} \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2}.$$

При $d_1 = 0$ оно обращается в $\frac{1}{3} d_2 = \frac{2}{3} r_2$.

на среднюю скорость v, — отнесенную к диаметру, по которому представляют себе приложенным сопротивление трения, — то придем к неравенству

$$A_z \geqq \mu k v = \frac{\mu w}{3000}$$

или

$$k v = \frac{w}{3000}\ ^{*}).$$

Особенно важное значение имеет для пят вопрос подвода смазки. Допускаемое удельное давление k, а также допускаемый „тепловой коэффициент“ w, помимо прочих обстоятельств, зависят в высокой мере от совершенства смазочных устройств. Если масло подается между поверхностями соприкосновения цапфы и подшипника под давлением (напр., прогоняется насосом), то этим обеспечивается не только совершенная смазка, но одновременно и отвод образующейся теплоты: в этом случае для k и w можно принимать довольно высокие значения.

Для закаленной литой стали при работе по хорошей бронзе обычно рекомендуется брать k не выше 70 *кг/см*^{2}, а по возможности оставаться ниже этого значения **).

Пяты из тигельной стали, опирающиеся на подпятник из плотного чугуна достаточной твердости, довольно часто [1]) встречаются в последнее время в турбинах и т. д. Повидимому, нагрузку их можно доводить до значений, почти равных нагрузке бронзовых подшипников.

Что касается w, то, при обыкновенных условиях, для упорных подшипников и подпятников передаточных механизмов не следует брать w выше 50 000, соответственно $kv = 17$ *кгм*.

У водяных турбин, если можно полагаться на опубликованные в литературе данные [2]), встречаются значения w до 180 000, соответственно $kv = 60$ *кгм*, — при

---

*) Если подставить $w = 3000\,kv$ в ур. (436), то оно примет часто встречающуюся форму

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{Pn}{3000\,kv}\,. \qquad [Ред.].$$

**) При принудительной смазке и подпятнике из фосфористой бронзы или из стали можно итти, в случае необходимости, до $k = 100$ *кг/см*^{2}. [Ред.].

[1]) Применяют иногда и пяты из дерева (дуба или бакаута), как это показывает, например, водяная турбина, построенная американской фирмой Стильвелл и Бирс (Stilwell and Bierce, Dayton) и изображенная на фиг. 25, стр. 897, в Z. d. V. d. I. за 1893 г.: чугунная опорная головка вращается на сферически выпуклой деревянной пяте, которой придан возможно больший диаметр. По данным Рейхеля ((Reichel), эта фирма вымачивает дуб для этих цапф в масле в течение нескольких месяцев, тогда как Машиностроительная Компания Холиок (Holyoke Machine Co) применяет вечно-зеленый дуб, вываривaемый перед употреблением в масле в течение 20 часов.

При нагрузках, примерно, от 8 до 20 *кг/см*^{2}, эти цапфы, без особой смазки, работают в воде, и некоторые из них оказались настолько прочными, что служили до 15 лет. Бакаутовое дерево, наиболее часто применяемое в виду его большой твердости и малого разбухания в воде, Макс Беккер (Max Becker) пытается заменить другим деревом (герм. пат. № 313 426 от 27/VI 1917 г.), которое он пропитывает смолой или смолой с добавлением масла.

[2]) Нередко в расчет вводят преувеличенное значение той части нагрузки цапфы, которая вызывается давлением воды. Конечно, при этом получают цапфы, надежно работающие при высоких принятых значениях k и w. Но это — значения только расчетные: действительные же оказываются значительно ниже.

отсутствии трения по цилиндрической поверхности пяты. При очень тщательных конструкции, выполнении и уходе, возможность таких высоких значений не может быть оспариваема, но и здесь остается в силе все то, что было сказано по поводу значений w на стр. 43 и сл. для цапф *).

Помимо этого, при окончательном решении вопроса надлежит учитывать, в какой мере действуют силы трения и на цилиндрической поверхности пяты. Если эти силы имеют сколько-нибудь значительную величину, то ни в коем случае не следует применять для w те предельные значения, которые считались бы допустимыми при отсутствии их. Далее, следует основательно взвесить, целесообразно ли итти значительно выше $w = 40\,000$ (соответственно $k\,v \simeq 15$ *кгм*).

Все сказанное выше относится к пятам, вращающимся непрерывно и в одном направлении. Для других цапф, направление вращения которых постоянно меняется, которые вращаются очень медленно или, наконец, работают под часто прерывающейся или сильно переменной нагрузкой (напр., у поворотного крана и т. п.) значение k, сообразно

d_2 Фиг. 567 *см*	d_1 Фиг. 567 *см*	d_2-d_1 Фиг. 567 *см*	P *кг*	Число оборотов в мин. n	Значение n, вычисленное по ур. (436) при $w = 40\,000$	$w = \frac{Pn}{d_2 - d_1}$ ур. (436)	$k = \frac{P}{0{,}25\pi(d_2^2 - d_1^2)}$ ур. (434) *кг/см²*	$k\,v = k\frac{\pi(d_1+d_2)n}{2\cdot 60}$
12,0	4,0	8,0	6200	32	51,6	24 800	61,7	8,2
39,5	28,5	11,0	9400	40	46,8	34 200	16,0	11,4
17,8	6,0	11,8	12600	47	37,5	50 200	57,1	16,7
17,5	5,0	12,5	17300	46,5	28,9	64 300	78,3	21,4
42,0	29,0	13,0	6000	150	86,7	69 200	8,3	23,1
50,0	33,0	17,0	20000	60	34,0	70 600	18,0	23,5
54,0	38,0	16,0	26300	43	24,3	70 700	22,7	23,6
6,0	0,0	6,0	5150	100	46,6	85 800	182,2	28,6
54,0	38,0	16,0	15950	87,5	40,1	87 200	13,8	29,1
49,0	31,0	18,0	40000	40	18,0	88 900	35,4	29,6
15,0	3,0	12,0	9600	122	50,0	97 600	56,6	32,5
16,0	10,5	5,5	4100	160	53,7	119 300	35,8	39,8
10,0	2,0	8,0	10000	96	32,0	120 000	132,6	40,0
14,0	5,0	9,0	7536	150	47,8	125 600	56,1	41,9
24,0	6,0	18,0	55000	41,5	13,1	126 800	129,7	42,3
46,0	31,0	15,0	6500	300	92,3	130 000	7,2	43,3

Относительно определения давления на цапфу у водяных турбин, см. § 15 работы автора „Die Wasserräder", Stuttgart, 1886; далее, Pfarr, „Turbinen für Wasserkraftbetrieb", 2 Aufl., 1912; Thomann „Wasserturbinen", 1908, или Kobes, „Studien über den Druck auf den Spurzapfen der Francisturbine mit lotrechter Welle", Wien, 1906.

*) Онвин (Unwin) дает значения w при смазке под давлением 300 000 и до 750 000. Последнее значение получено из наблюдений турбины Кертиса, вес ротора которой составлял 85 тонн. Турбина работала при 500 *об/мин* и опиралась на пяту диам. 2·2″. *[Ред.]*.

указаний на стр. 43, может быть взято соответственно выше. То же относится и к w, при чем в этом отношении можно сослаться на выноску 1 на стр. 39.

Пфарр в своей работе, упомянутой на стр. 57, приводит данные, полученные для пят, хорошо зарекомендовавших себя в условиях действительной работы. Эти данные помещены в таблице на стр. 57.

По поводу этих цифр Пфарр замечает: „Многие из этих конструкций представляются во всяком случае довольно смелыми, так как для них получаются нагрузки, к которым следовало бы приближаться лишь в случае самой крайней необходимости". Он рекомендует, в качестве средних, значения

$$w = 40\,000 \text{ до } 75\,000 \ (k\,v = 15 \text{ до } 25 \ кгм),$$
$$k = 50 \text{ до } 70 \ кг/см^2,$$
$$p_{max} = 100 \text{ до } 170 \ кг/см^2.$$

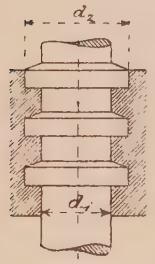
Фирма Ф о й т, (J. M. Voith, Heidenheim a. d. Brenz) для своей конструкции по фиг. 1 табл. 47 сообщает следующие данные (относятся к 1920 г.):

$k\,v = 28$ *кгм* для малых кольцевых подпятников, при чем $k = 15$ *кг/см*^{2} и $v = 1{,}9$ *м/сек*,

$k\,v =$ до 34 *кгм* для больших кольцевых подпятников, при чем $k =$ до 30 *кг/см*^{2} и $v = 1{,}1$ *м/сек*.

Чтобы по возможности уменьшить работу трения, возрастающую с расстоянием опорного кольца шириною $d_2 - d_1 = 2\,b$ от оси, необходимую ширину кольца разбивают на несколько частей. При этом получается так наз. г р е б е н ч а т а я п я т а, фиг. 572.

Фиг. 572.



Диаметр d_1 гребенчатой пяты определяется просто из условий прочности. Диаметр d_2 назначается по усмотрению конструктора. Чем меньшей взята разность $d_2 - d_1$, тем больше потребуется колец (гребней) и обратно. Обычно

$$b = 0{,}1 d_1 \text{ до } 0{,}3 d_1,$$

при чем бо́льшие значения выбирают тогда, когда хотят по возможности уменьшить число колец.

Если через $d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$ обозначить средний диаметр, а через z число колец, то из уравнения

$$P = k \pi d_m b z \cong 3{,}2\, k\, d_m\, b\, z$$

получится

$$b z = \frac{P}{3{,}2\, k\, d_m}. \qquad (438)$$

Кроме того,

$$b z \geqq \frac{p\, P\, n}{6000\, A_z} = \frac{P\, n}{2\, w}. \qquad (439)$$

Гребенчатые пяты страдают от того обстоятельства, что для более или менее крупных значений P — только для таких нагрузок эти пяты и оправдываются — трудно достигнуть равномерного прилегания к подпятнику надлежащего числа колец, при чем, если это и удается в начале, то не менее трудно поддерживать такое состояние в дальнейшем. В виду этого их по возможности избегают. В частности, от них снова почти совершенно отказались в области постройки водяных турбин,

где опять вернулись к плоским кольцевым пятам. С распространением быстроходных машин (паровых турбин, центробежных насосов, электрических машин) они в начале опять стали-было встречаться чаще. Но также и здесь — особенно в отношении более крупных подшипников — заметно стремление вернуться к простой кольцевой пяте (см. D, II, 1).

Указанное затруднение побуждает допускать для гребенчатых пят значения k, не превышающие половины тех, которые были указаны для обыкновенных пят, следовательно, не выше 40 до 45 *кг/см*^{2} для стали по бронзе. Часто и это значение оказывается уже слишком большим. Впрочем, необходимость отвода теплоты там, где не применяется искусственное охлаждение, обычно приводит к таким размерам гребенчатых пят, при которых k получается очень малым, составляя иногда всего лишь несколько килограммов.

То же самое относится и к A_2, соотв. w. Отвод теплоты через посредство z кольцевых поверхностей шириною b и средним диаметром d_m, происходит значительно хуже, чем в случае одной кольцевой поверхности, как у пят по фиг. 567, стр. 32.

Даже в тех случаях, когда в новом или в приработавшемся состоянии можно предполагать равномерное прилегание пяты к подпятнику, изменения температуры приводят к немедленному нарушению этой неравномерности вследствие различия коэффициентов расширения материалов соприкасающихся деталей (сталь, бронза, чугун и т. д.). Чем больше нагреваются от этого пята и подпятник, тем более усиливается неравномерность прилегания опорных поверхностей, а следовательно, возрастает и опасность заедания. Поэтому в ур. (439) не следует брать w, в среднем, выше 20 000 ($k\,v = 6$ до 7 *кгм*). Чем больше z, тем меньшие значения следует принимать для w и для k *). При искусственном охлаждении, в зависимости от его интенсивности, можно превосходить указанные значения w и $k\,v$ во много раз.

Наименьшая толщина колец определяется их напряжением на изгиб. К ней следует еще прибавить некоторую величину на износ. Расстояние между смежными кольцами, т.-е. ширина кольцевой канавки на пяте, определяется для материала подпятника совершенно аналогичным образом.

Примеры.

Пример 1. Вертикальный приводный вал, нагруженный силой $P = 3200$ *кг*, должен быть снабжен пятой из закаленной литой стали. Число оборотов вала 120 в минуту.

---

*) В среднем можно принимать для гребенчатых пят:

$k = 3$ *кг/см*^{2} для быстроходных пят, опирающихся на бронзовый подпятник, залитый баббитом,

$k = 5$ *кг/см*^{2} для медленно движущихся пят, опирающихся на подпятник из фосфористой бронзы.

Гребенчатые пяты, воспринимающие осевые давления на гребной винт, рассчитываются для следующих значений k:

миноносцы	$k \leqq 7$ *кг/см*^{2}
крупные военные суда	5 до 6 „
пассажирские пароходы	4 „ 5 „
товарные пароходы	3 „ 4 „

[*Ред.*].

Примем $d_1 = 2$ *см* и $w = 50\,000$. Для этих соотношений зависимость (436), стр. 55, дает

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{3200 \cdot 120}{50\,000} \simeq 7{,}7 \text{ см} \simeq 8 \text{ см},$$

$$d_2 = 2 + 8 = 10 \text{ см}.$$

Этим размерам пяты соответствует удельное давление

$$k = \frac{3200}{0{,}25\,\pi\,(10^2 - 2^2)} = 42{,}4 \text{ кг/см}^2,$$

что представляется допустимым.

Пример 2. Нагрузка верхней пяты водяной турбины, совершающей 60 оборотов в минуту, равна 6000 *кг*. $d_1 = 2$ *см*.

Если принять $w = 50\,000$, ур. (436) дает

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{6000 \cdot 60}{50\,000} = 7{,}2 \text{ см},$$

$$d_2 = 2 + 7{,}2 = 9{,}2 \text{ см}.$$

Удельное давление при этом составляло бы

$$k = \frac{6000}{0{,}25\pi\,(9{,}2^2 - 2^2)} = 94{,}7 \text{ кг/см}^2.$$

В целях уменьшения этой величины, принимаем $d_2 = 10$ *см*, чему соответствует

$$k = \frac{6000}{0{,}25\pi\,(10^2 - 2^2)} = 79{,}6 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 3. Кольцевая пята по фиг. 1 табл. 47 завода Фойт работает, по данным фирмы, без искусственного охлаждения до $n = 140$ при $Pn \leqq 750\,000$ или $kv \leqq 31$ *кгм*. Допустимо удельное давление k до 30 *кг/см*^{2}. Верхний гребень имеет 6 радиальных смазочных канавок, шириной в 6 *мм* и глубиной в 7 *мм*, кромки которых тщательно скруглены.

Пример 4. Для гребенчатой пяты винтового парохода число оборотов составляет 60 в минуту, аксиальное давление 15 000 *кг*, ширина колец 50 *мм*. Необходимое число колец, при $w = 15\,000$, определяется из ур. (439):

$$5z \geqq \frac{15\,000 \cdot 60}{2 \cdot 15\,000} = 30,$$

откуда

$$z \simeq 6.$$

При $d_m = 400$ *мм* этому соответствует удельное давление

$$k = \frac{15\,000}{40\,\pi \cdot 5 \cdot 6} \simeq 4 \text{ кг/см}^2.$$

Пример 5. Гребенчатая пята водяной турбины испытывает осевое давление в 12 000 *кг*. Число оборотов в минуту равно 50. При ширине колец в 40 *мм* и $w = 20\,000$, число колец должно составлять

$$z = \frac{12\,000 \cdot 50}{4 \cdot 2 \cdot 20\,000} \simeq 4,$$

и при $d_m = 250$ *мм*

$$k = \frac{12\,000}{25\pi \cdot 4 \cdot 4} = 9{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

В рассматриваемом случае, по ур. (434), стр. 55, при $k = 80$ *кг/см*^{2} была бы достаточна верхняя цапфа, диаметр которой d_2 при $d_1 = 2$ *см* равен

$$d_2 = \sqrt{\frac{12\,000}{0{,}25\,\pi \cdot 80} + 4} \cong 14 \text{ см}.$$

Условия отвода теплоты требуют, согласно ур. (436), стр. 55, при $w = 50\,000$ (что является допустимым), чтобы удовлетворялось неравенство

$$d_2 - d_1 \geqq \frac{12\,000 \cdot 50}{50\,000} = 12 \text{ см},$$

следовательно, попрежнему

$$d_2 = 14 \text{ см}.$$

Поставить в этом случае гребенчатую пяту было бы совершенно ошибочным. Действительно, потеря работы на трение составила бы при этом

$$A = \frac{1}{2} P \mu (r_2 + r_1) \omega,$$

т.-е. для пяты с размерами $d_2 = 140$ *мм*, $d_1 = 20$ *мм*

$$A_1 = \frac{1}{2} P \mu \omega \cdot 0{,}08,$$

а для гребенчатой пяты

$$A_2 = \frac{1}{2} P \mu \omega \frac{0{,}29 + 0{,}21}{2} = \frac{1}{2} P \mu \omega \cdot 0{,}25.$$

Другими словами,

$$A_2 : A_1 = 25 : 8 = 3{,}1 : 1.$$

При этом в обоих случаях значение μ было принято одинаковым. В действительности у гребенчатой пяты коэффициент трения больше, следовательно, разница в потерянной работе была бы еще больше.

Пример 6. Упорный подшипник машины парохода „Кайзер“ Акц. О-ва AEG (гребной вал винта приводится в движение паровой турбиной) состоит из 5 гребней. Относительно размеров и конструкции — см. стр. 33, где сообщается об испытании одного кольца, произведенном Лаше. Общее воспринимаемое подшипником аксиальное давление составляет 50 000 *кг*, $n = 900$.

Из данных, приведенных на стр. 33, следует:

$$k = \frac{50\,000}{5 \cdot 0{,}25\,\pi\,(29{,}8^2 - 18{,}5^2)} = 23{,}3 \text{ кг/см}^2,$$

$$v = \frac{\pi\,(0{,}298 + 0{,}185)}{2} \cdot \frac{900}{60} = 11{,}4 \text{ м/сек},$$

$$k\,v = 266 \text{ кгм},$$

или же, из ур. (439), при

$$b = \frac{29{,}8 - 18{,}5}{2} = 5{,}65 \text{ см} \quad \text{и} \quad z = 5$$

$$w = \frac{50\,000 \cdot 900}{2 \cdot 5{,}65 \cdot 5} = \text{ок. } 800\,000.$$

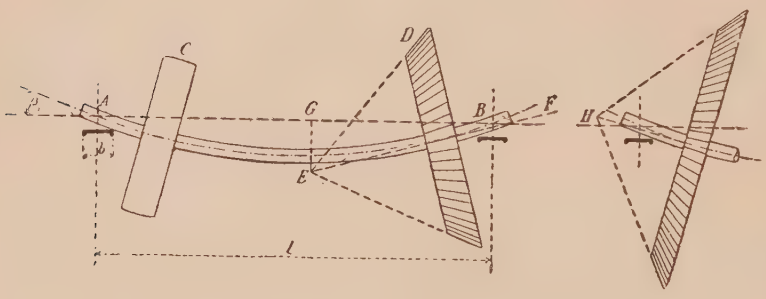
При оценке этих цифровых данных не следует упускать из виду того обстоятельства, что каждое из 5 опорных колец охлаждалось отдельно, и, таким образом, теплота отводилась почти непосредственно в месте своего образования.

B. ОСИ И ВАЛЫ.

Под **осями** понимают вращающиеся или только поворачивающиеся балки, несущие на себе различные машинные части. Когда к задаче поддерживания, создания опоры присоединяется еще задача передачи вращательных моментов, эти оси называют **валами**. Если сначала исключить из рассмотрения вертикальные оси и валы, подверженные силам сжатия, а также влияние сдвигающей силы, почти всегда сопутствующей изгибу и кручению, то можно сказать, что оси нагружены преимущественно изгибающими, а валы — изгибающими и скручивающими моментами. Поэтому расчет валов включает в себе расчет осей, как частный случай. Строго говоря, всякая ось есть вал, так как трение цапф создает скручивающий момент.

Для определения размеров валов могут иметь решающее значение: напряжения материала на изгиб и на скручивание — каждое в отдельности или оба вместе, но кроме того — также и деформация, испытываемая осью или валом. В отношении последней особого внимания заслуживает прогиб. Так как это обстоятельство все еще часто упускают из виду, то на нем следует остановиться несколько подробнее. Представим себе, например, вал, лежащий своими концами в подшипниках и помимо своего собственного веса нагруженный еще ременным шкивом (с направленным книзу натяжением ремня) и коническим зубчатым колесом. При этих условиях вал прогнется так, как это преувеличенно изображено на фиг. 573. Вследствие прогиба

Фиг. 573.



1. **равномерное** соприкосновение между подшипниками и валом прекратится;

2. вершина E основного конуса колеса D переместится на более или менее значительное расстояние GE ниже воображаемой прямолинейной геометрической оси AGB вала, а ось EF, вокруг которой действительно вращается зубчатое колесо D, займет положение, наклонное к горизонту;

3. средняя плоскость ременного шкива C уже не будет расположена перпендикулярно к AGB, и шкив будет вращаться вокруг наклонной к горизонту оси.

Следствие, указанное под п. 1, вызывает в том случае, когда вкладыш подшипника не может автоматически устанавливаться соответственно положению конца вала, сосредоточение давления на цапфу и вкладыш на стороне подшипника, обращенной внутрь, а вместе с тем — чрезмерный нагрев или даже заедание поверхностей скольжения. Чем больше длина подшипника b и чем больше угол β_1, под которым упругая линия вала в подшипнике наклонена к горизонту, тем сильнее скажется влияние такого одностороннего распределения давления. У цапф, длина которых значительна по сравнению с диаметром, такое одностороннее распределение давления, хотя бы и в слабой степени, должно наблюдаться даже и в том случае,

если вкладыш подшипника способен самоустанавливаться, так как находящаяся в подшипнике и равная ему по длине часть вала — рассматриваемая отдельно от остальной части последнего — вследствие прогиба не остается прямой, а также искривляется.

В случае спокойной нагрузки, автоматическую установку вкладыша можно заменить его пригонкой к цапфе, пришабриванием под нагрузкой или — при не слишком большой длине цапфы — соответствующим наклоном всего вкладыша подшипника. Если действующие силы, а следовательно и деформации, изменяются, то это средство уже не достигает цели, и тогда приходится прибегать либо к самоустанавливающимся подшипникам, либо к назначению таких размеров, чтобы неравномерность в распределении давления цапфы на вкладыш оставалась в допустимых границах.

Следствие, указанное в п. 2, должно повести к неспокойной работе зубчатых колес, так как при этом оси обоих сопряженных конических колес, в общем случае, будут уже не пересекаться, а скрещиваться в пространстве, особенно, если второе колесо пары занимает положение, изображенное на фиг. 573 справа. В подобных случаях необходимо стремиться к возможному уменьшению разности высот точек E и H, путем соответствующего расположения колес на валах, а также — назначения достаточно больших диаметров этих валов.

Отмеченное в п. 3 наклонное положение ременного шкива C вредно влияет на ход ремня, что̀ вызывает необходимость заботиться о возможном уменьшении этого наклона посредством придания валу достаточной толщины.

Во всех случаях рекомендуется брать расстояния между подшипниками таких валов возможно малыми и уменьшать изгибающие моменты, располагая шкивы, зубчатые колеса и пр. как можно ближе к подшипникам.

Особого внимания заслуживают валы с приводом вне пролета между обоими подшипниками, как это предположено, например, на фиг. 27, стр. 32 тома I (валы с расположенными на весу колесами или шкивами, валы с концевыми кривошипами): во-первых, у них обычно получается большой диаметр в подшипнике B, а во-вторых, угол наклона упругой линии таких валов к оси отверстия подшипника может достигнуть довольно значительной величины. Ур. (42), стр. 32 тома I, дает для этого случая значение угла β_2 вдвое большее, чем β_1; для точки C угол наклона β_3 оказывается еще значительнее. Как показывают ур. (40) и (44), том I, стр. 32, получается также и большой прогиб. Эти обстоятельства приобретают особое значение для валов с концевыми кривошипами: здесь приходится считаться не только с условиями опоры у B, но и с влиянием цапфы кривошипа (см. сказанное выше относительно переменной нагрузки), действительное положение которой зависит, кроме того, от деформации самого кривошипа. Если даже пренебречь этой деформацией, то ось цапфы кривошипа представится наклоненной приблизительно под углом β_3 к тому направлению, которое условно принимают за действительное.

Точку приложения силы следует располагать возможно ближе к подшипнику, т.-е. расстояние a на фиг. 27 следует брать по возможности малым.

Поперечные (перерезывающие) силы, обусловленные шкивами или колесами, сидящими на валу между A и B, фиг. 27, могут еще увеличить или уменьшить деформацию, представленную на чертеже, — вообще, изменить ее в ту или другую сторону в зависимости от величины и направления этих сил.

Если дело касается не одного вала, лежащего своими концами на опорах, а целой линии валов (вроде изображенной на фиг. 574), состоящей из отдельных, соединенных муфтами, валов, и покоящейся в соответствующем ее длине числе подшипников, то, пока подшипники сохраняют свое правильное положение, прогиб, при прочих равных обстоятельствах, получится меньший. Но на то, что он останется таким на продолжительное время, вообще говоря, рассчитывать нельзя. Кроме того, многочисленные муфты, особенно, разъемные, соединяют концы валов не настолько жестко, чтобы всю линию валов можно было рассматривать действительно как одно целое [1]). При известных обстоятельствах приходится даже устраивать одну из муфт таким образом, чтобы один участок вала мог перемещаться в продольном направлении относительно смежного участка. Поэтому для линии валов, покоящейся на многих опорах (подшипниках), сохраняет, в основном, силу все то, что было сказано выше относительно отдельного вала, а если принимать во внимание влияние соединительных муфт, то при известных обстоятельствах влияние деформаций сказывается на них еще сильнее.

Фиг. 574.

I. Расчет осей и валов.

Пусть для произвольного рассматриваемого поперечного сечения обозначают

M_b изгибающий момент [2]),

M_d скручивающий момент,

Θ момент инерции сечения относительно нейтральной оси, соответствующей данному изгибающему моменту,

e расстояние наиболее напряженного волокна от нейтральной оси,

k_b допускаемое напряжение на изгиб,

k_d допускаемое напряжение на скручивание,

d диаметр вала сплошного сечения,

d_1 внутренний диаметр полого вала,

d_2 наружный диаметр полого вала,

$F = \frac{\pi}{4} d^2$, соотв. $\frac{\pi}{4} (d^2_2 - d^2_1)$ площадь поперечного сечения сплошного, соотв. полого вала,

N число передаваемых валом лошадиных сил,

n число оборотов вала в минуту,

---

[1]) В принципиальном отношении интересен, в связи с этим, перенос муфты в самый подшипник, при чем кожух муфты используется как опорная цапфа (A. Dülken, герм. пат. № 44 037 от 31/I 1888 г.).

[2]) При определении M_b для осей и валов, которые в значительной мере нагружены или могут быть нагружены напряжениями канатов или ремней, следует принимать во внимание, что в передачах натяжных, т.-е. с напряжением вследствие упругого удлинения (см. том I, стр. 584, 588, 663), ремни и канаты, особенно первые, довольно часто надевают на шкивы с значительным избытком натяжения. Вследствие этого, в начале может получиться слишком большое напряжение или значительный прогиб оси, а также может наблюдаться особенно сильная склонность цапф к чрезмерному нагреву и заеданию (см. том I, ур. (390), стр. 628, а также заключительный абзац п. b, α, том I, стр. 682).

ϑ относительный угол кручения (том I, стр. 42),

ϑ_l угол кручения для двух поперечных сечений, отстоящих одно от другого на расстоянии l,

α коэффициент удлинения (том I, стр. 6),

β коэффициент сдвига (том I, стр. 41).

1. Оси.

Для одного только изгибающего напряжения действительно уравнение

$$M_b = k_b \frac{\Theta}{e}.$$

Если поперечное сечение имеет форму полного круга (вал сплошного сечения), то это уравнение принимает вид

$$M_b = k_b \frac{\pi}{32} d^3 \cong \frac{1}{10} k_b d^3; \qquad (440)$$

в случае поперечного сечения в форме кругового кольца (полый вал)

$$M_b \cong \frac{1}{10} k_b \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}. \qquad (441)$$

Когда толщина стенки $s = \frac{d_2 - d_1}{2}$ мала сравнительно с d_2 (и d_1), то, если ввести выражение для среднего диаметра $d_m = 0{,}5\ (d_1 + d_2)$,

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{\pi}{32} \frac{(d_2^2 + d_1^2)\ (d_2 + d_1)\ (d_2 - d_1)}{d_2} \cong \frac{\pi}{4} d_m^2\, s \cong 0{,}8\ d_m^2\, s,$$

$$M_b = 0{,}8\ k_b\, d_m^2\, s. \qquad (442)$$

В большинстве случаев направление силы меняется полностью, в виду чего следует принимать (см. том I, стр. 103 и сл.)

для литой стали	для литого и сварочного железа	для чугуна	для стального литья
$k_b =$ 400 до 600 $кг/см^2$ [1])	300 до 500 $кг/см^2$	130 до 250 $кг/см^2$	250 до 400 $кг/см^2$

при чем, в случае применения чугуна, помимо качества материала, имеет значение также форма поперечного сечения (круговое кольцо, полный круг и т. д.) и наличие или отсутствие литейной корки, как это объяснено в томе I на стр. 106 до 109.

Для расчета дубовых осей водяных колес можно принимать $k_b = 60$ $кг/см^2$.

Если направление силы меняется не полностью или совершенно не меняется, то значение k_b можно повышать соответственно указаниям таблицы на стр. 103 тома I.

Для учета влияний, отмеченных в томе I, стр. 22, под лит. В, а также — возможного ослабления вала шпоночной канавкой *), следует, если не взято

[1]) При употреблении специальных сортов стали (см. том I, стр. 114 и сл.) можно брать k_b соответственно выше. (См. также сказанное в томе I на стр. 107 относительно высокосортного чугуна).

*) В этом отношении представляют интерес результаты опытов, произведенных Муром (H. F. Moore, Bulletin of the Experiment Station of the University of Illinois, № 42) над валами диам. от $1^1/_4''$ (~ 32 *мм*) до $2^1/_4''$ (~ 57 *мм*) с нормальными канавками под шпонки призматиче-

достаточно низкое значение допускаемого напряжения материала, несколько округлять размеры вала вверх, что́, конечно, должно относиться только к соответствующему участку. Этим объясняется обыкновение многих конструкторов утолщать оси и валы в местах посадки на них ступиц. Кроме того, этим значительно облегчается надвигание ступиц на надлежащее место вала.

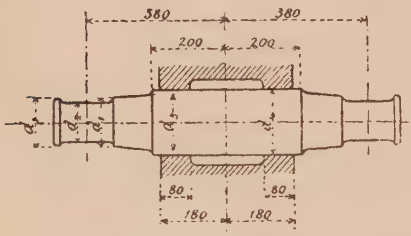
Горячая посадка ступиц может привести еще к повышению напряжения оси или вала в результате нагревания и последующего охлаждения (уменьшение в соответствующем месте вязкости, появление внутренних напряжений в материале). Наличие острых выступов или заплечиков в таких местах, особенно при полностью меняющемся напряжении на изгиб, может в этих случаях неожиданно привести к поломке.

Если можно ожидать, что решающее значение будет иметь не напряжение материала на изгиб, а прогиб оси, то следует поступать согласно сказанному на стр. 70 и сл.

Пример. Требуется рассчитать ось балансира паровой машины. Общее давление на ось составляет 18000 *кг*.

Заданными следует считать те размеры оси, которые проставлены на фиг. 575. В качестве материала для оси выбираем тигельную сталь и оставляем цапфы не закаленными. Учитывая то обстоятельство, что поверхность цапфы проходит сравнительно малый путь и что перемены направления давления облегчают подвод масла, примем допускаемое удельное давление между цапфой и подшипником равным 60 $кг/см^2$. Тогда для каждой цапфы получается

Фиг. 575.



$$9000 = 60\, l\, d_2.$$

Пользуясь ур. (425), стр. 40, в котором полагаем $k_b = 500$ $кг/см^2$, получим

$$l = 1{,}3\, d_2,$$

это соотношение дает

$$9000 = 1{,}3 \cdot 60\, d_2^2,$$
$$d_2 = \sqrt{115{,}4} = 10{,}8 \text{ } см,$$
$$l = 1{,}3 \cdot 10{,}8 = 14 \text{ } см.$$

ские и Вудреффа. Эти опыты показали, что: 1. временное сопротивление валов, работающих только на кручение или на кручение и изгиб, при шпоночных канавках обычных размеров уменьшается лишь незначительно; 2. предел упругости такого вала уменьшается против вала без шпоночной канавки приблизительно в отношении: $1 - 0{,}2\, w - 1{,}1\, h$, где w отношение ширины канавки к диаметру вала, h отношение глубины канавки к этому же диаметру; 3. длина шпоночной канавки на прочность вала не влияет; 4. „жесткость" вала, в котором сделана шпоночная канавка, относительно вала того же диаметра, но без канавки, выражается отношением: $1 + 0{,}4\, w + 0{,}7\, h$, где w и h имеют значения, указанные выше (под относительной жесткостью здесь разумеется отношение углов кручения обоих валов на длине, равной длине шпоночной канавки, при действии одного и того же скручивающего момента); 5. при наличии двух шпоночных канавок, расположенных на валу под углом в 90°, предел упругости уменьшается на величину в три раза бо́льшую, нежели при одной шпоночной канавке тех же размеров и одинаковом в обоих случаях диаметре вала.

Высота заплечиков x получается равной, согласно стр. 51,

$$\frac{108}{16} + 5 \cong 12 \text{ мм}.$$

Отсюда

$$d_1 \cong 130 \text{ мм}.$$

Далее, для поперечного сечения диаметра d_3 получается

$$9000 \,.\, (38 - 20) = 50\, d_3^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{3240} = 14{,}8 \text{ см},$$

а для сечения средней части оси диаметром d_4

$$9000 \,.\, (38 - 14) = 50\, d_4^3,$$

$$d_4 = \sqrt[3]{4320} = 16{,}3 \text{ см}.$$

В виду наличия шпоночной канавки это значение может быть округлено до 170 *мм* *).

2. Валы.

a. *Решающее значение имеют напряжения материала на скручивание и на изгиб.*

Для одного лишь напряжения на скручивание, при поперечном сечении в форме сплошного круга, действительно уравнение

$$M_d = k_d \frac{\pi}{16} d^3 \cong \frac{1}{5} k_d d^3 . \qquad (443)$$

При поперечном сечении в форме кругового кольца

$$M_d = k_d \frac{\pi}{16} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \cong \frac{1}{5} k_d \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} . \qquad (444)$$

a. В случаях скручивающего момента, сохраняющего постоянную величину и действующего без толчков, можно принимать (см. том I, стр. 103 и сл.)

для литой стали	для литого железа	для сварочного железа	для чугуна	для стального литья
$k_d =$ 900 до 1440 *кг* [1]),	600 до 1200 *кг*,	360 до 480 *кг*,	240 до 300 *кг*,	480 до 960 *кг*.

b. Если скручивающий момент постоянно или, по крайней мере, часто изменяется плавно, без толчков, от нуля до своего наибольшего значения, то для указанных материалов можно принимать соответственно

$k_d =$ 600 до 960 *кг* [1]),	400 до 800 *кг*,	240 до 320 *кг*,	160 до 200 *кг*,	320 до 640 *кг*.

c. Если скручивающий момент меняется без толчков от некоторого максимального значения $+ M_d$ до равного или почти равного по абсолютной величине значения $- M_d$, то

$k_d =$ 300 до 480 *кг* [1]),	200 до 400 *кг*,	120 до 160 *кг*,	80 до 100 *кг*,	160 до 320 *кг*.

Как указывает Мур, обобщать результаты его опытов далеко за пределы условий, в которых эти опыты им производились, не следует. Во всяком случае, при расчете валов с шпоночными канавками необходимо считаться с уменьшением предела упругости и жесткости проектируемого вала и соответственно увеличивать запас прочности. *[Ред.]*

*) Некоторые особенности расчета вагонных осей (влияние закруглений пути, ветра, трения на поверхности бандажа) см. в курсе „Деталей машин" И. И. Бобарыкова, часть общая (1926), стр. 140. *[Ред.]*.

[1]) При употреблении специальных сталей (см. том I, стр. 114 и сл.) можно брать значения k_d соответственно выше (см. также том I, стр. 107).

При выборе значения k_d следует иметь в виду сказанное в томе I на стр. 104 и сл. [1]).

Влияние толчков в собственном смысле этого слова следует учитывать при расчете особо.

Способ нагрузки *a* при обычных валах почти не встречается. Ближе всего под этот случай подходят, напр., валы турбин и водяных колес, если только расход энергии у приводимых ими машин меняется не сильно. Для таких валов значения k_d лежат между значениями этой величины, указанным под лит. *a* и *b*. Для дубовых валов водяных колес нужно считать $k_d = 50$ до 60 *кг/см*^{2}.

Большинство валов относятся к области, охватываемой случаями нагрузки *b* и *c*.

При способе нагрузки *c* рекомендуется избегать чугуна.

Если дан не скручивающий момент, а число N передаваемых лошадиных сил, то из равенства

$$75\,N = \frac{M_d}{100}\frac{\pi n}{30} = \frac{\pi^2}{16}\frac{n d^3}{3000}k_d,$$

если считать в нем $\pi^2 = 9{,}87 \cong 10$, следует

$$d = \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d}\frac{N}{n}}. \qquad (445)$$

В действительности, валов, напряженных только на скручивание, не существует, так как всегда имеется и изгибающий момент, хотя бы только от собственного веса, если ось не расположена вертикально. Как будет видно из дальнейшего, учесть влияние изгибающего момента при определении диаметра вала не представляет никаких затруднений. Тем не менее, подсчитывать всякий раз отдельные малые изгибающие моменты, обусловленные собственным весом вала, весом и давлением шкивов или колес, которые должны сидеть рядом с подшипниками и т. д., представляет собою кропотливую работу. Поэтому для нормальных приводных валов удобно иметь такую формулу, которая учитывала бы указанные, часто встречающиеся изгибающие моменты, а также, хотя бы в некоторой мере, ограничивала и прогиб вала. Такой формулой для нормальных валов из обыкновенного прокатного железа можно считать следующую:

$$d = \sqrt[3]{3000\,\frac{N}{n}}. \qquad (446)$$

Она получается из соотношения (445) при $k_d = 120$ *кг/см*^{2}, при чем подразумевается наличие только скручивающего напряжения. Ур. (446) учитывает также обычные ослабления вала шпоночными канавками, а также влияния, указанные в томе I, стр. 22, под лит. B, если только их величина не превышает определенного среднего уровня.

Для валов, несущих на себе тяжелые колеса и т. п., т.-е. для таких валов, которые сильно напряжены на изгиб, эта формула, вообще говоря, неприменима. В подобных случаях необходимо вводить в расчет изгибающий момент. Это часто

[1]) При решении вопроса о том, насколько допустимо повышать значения k_d для волоченых валов — как сплошных, так и полых — следует руководствоваться указаниями выноски 1 на стр. 72.

случается, например, при расчете валов двигателей и первых от двигателя приводных валов, т.-е. таких, которые приводятся непосредственно от двигателя, и т. д.

Если к скручивающему моменту M_d присоединяется существенный изгибающий момент M_b, то, по ур. (98) на стр. 47 тома I

$$k_b = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_o \tau)^2},$$

где

σ нормальное напряжение, вызываемое моментом M_b в наиболее напряженной точке вала,

τ сдвигающее напряжение, вызываемое моментом M_d в той же точке,

α_o отношение напряжений, в данном случае равное

$$\alpha_o = \frac{k_b}{1{,}3 k_d}.$$

Если подставить в написанную выше формулу для k_b значения

$$\sigma = \frac{M_b}{\frac{1}{10} d^3} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{M_d}{\frac{1}{5} d^3},$$

то она примет вид

$$k_b = \frac{10}{d^3}\left[0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_o M_d)^2}\right]$$

или

$$0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_o M_d)^2} = k_b \frac{1}{10}\, d^3 \text{ *)} \qquad (447)$$

В этом виде формула запоминается легче всего благодаря своему внешнему сходству с уравнением простого изгиба: $M_b = k_b \frac{1}{10} d^3$.

---

*) Выражение в левой части формулы (447) носит название „идеального изгибающего момента". Расчет валов, подверженных изгибу и скручиванию, можно производить также по следующим формулам:

$$\frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = k_b \cdot \frac{1}{10} d^3 \text{ (формула Грасгофа)} \qquad (447a)$$

или

$$\frac{1}{2}\left(M_b + \sqrt{M_b^2 + M_d^2}\right) = k \cdot \frac{1}{10} d^3 \text{ (формула Рэнкина).} \qquad (447b)$$

Результаты, получающиеся при вычислении идеального изгибающего момента по этим трем формулам, различаются между собою не более, чем на 3%, а диаметр — не более, чем на 1%. Помини предложил вместо этих формул более простые:

a. для $M_b \geqq M_d$ (наиболее частые случаи)

$$M_b + 0{,}2 M_d = k_b \cdot \frac{1}{10}\, d^3, \qquad (447c)$$

b. для $M_b < M_d$ (на практике встречается редко)

$$0{,}6\,(M_b + M_d) = k_b \cdot \frac{1}{10} d^3. \qquad (447d)$$

Эти формулы дают значения идеального изгибающего момента, промежуточные между результатами, получаемыми при вычислении его по формулам Баха и Рэнкина. Разница составляет около 1,3%. Этой разнице значений идеального изгибающего момента отвечает разность диаметров вала около 0,4%, т.-е. всего лишь в 0,4 *мм* на 100 *мм* диаметра. Эта разница практического значения не имеет, так как из производственных соображений диаметры валов, получаемые расчетом, приходится округлять иногда и до 5 *мм*. Поэтому пользование более простыми формулами Помини является вполне целесообразным. *[Ред.]*.

В отношении выбора k_b следует заметить, что в валах нормальное напряжение обычно меняется между $+\sigma$ и $-\sigma$, в виду чего приходится пользоваться значениями, приведенными на стр. 65 после формулы (442).

Относительно значений k_d все необходимое уже сказано выше.

В остальном следует принимать во внимание сказанное на стр. 65 и 66 относительно ослабления вала шпоночными канавками и влияния поперечных сил в местах укрепления ступиц.

b. *Решающее значение имеет деформация вала вследствие скручивания.*

При некоторых обстоятельствах, для определения диаметра вала решающее значение имеет не величина допускаемого напряжения на скручивание, а общая деформация, испытываемая валом от скручивающего момента.

Относительный угол кручения, в дуговых мерах, определяется уравнением (62), стр. 42 тома I:

$$\vartheta = \frac{32\,M_d}{\pi\ d^4}\,\beta.$$

Если принимать округленно $32:\pi \cong 10$, то угол кручения, измеренный в расстоянии 1 *см* от оси вала, будет равен, при длине вала l *см*,

$$\vartheta_l = \frac{10 M_d}{d^4}\,\beta\,l = \frac{2250000}{\pi}\,\beta\,\frac{N}{n}\,\frac{l}{d^4}\,, \qquad (448)$$

откуда, при $\beta = \frac{1}{770000}$ (сварочное железо), угол кручения

$$\vartheta_l \cong 0{,}93\,\frac{N}{n}\,\frac{l}{d^4}\,,$$

а при $\beta = \frac{1}{830000}$ (литое железо)

$$\vartheta_l \cong 0{,}86\,\frac{N}{n}\,\frac{l}{d^4}\,.$$

Если подставить

$$M_d = \frac{1}{5}\,k_d\,d^3,$$

то ур. (448) примет вид

$$\vartheta_l = 2\,\beta\,k_d\,\frac{l}{d}\,,$$

откуда

$$k_d = \frac{1}{2\beta}\,\vartheta_l\,\frac{d}{l}\,. \qquad (449)$$

Из этого равенства явствует, что для определенного значения угла ϑ_l допускаемое напряжение k_d должно быть в этом случае пропорционально d и обратно пропорционально l, тогда как для определенного значения $\vartheta = \vartheta_l : l$ достаточно первой пропорциональности. Чем тоньше вал, тем меньше должно быть допускаемое напряжение k_d, для того, чтобы скручивание не превосходило определенного значения, принятого за наибольшее допускаемое.

Чтобы ограничить скручивание вала узкими пределами, обычно исходят из максимальной, признаваемой допустимой, дуги закручивания ϑ или ϑ_l. Величина этого исходного значения, помимо длины вала, определяется также характером и расположением рабочих машин, степенью неравномерности работы двигателя и

машин-орудий и т. д., — вообще, столь разнообразными факторами, что дать для выбора его твердые правила, пригодные для всех случаев, не представляется возможным. Решение относительно выбора значения ϑ или ϑ_l должно быть всецело предоставлено усмотрению конструктора [1]).

c. *Решающее значение имеет деформация вала вследствие изгиба.*

Изгибающие моменты вызывают чаще, чем скручивающие, такие деформации вала, которые представляются недопустимо большими, хотя бы при этом напряжение материала не выходило за пределы допускаемых значений. Это пояснено подробнее для одного случая на стр. 62 и 63. В подобных случаях может оказаться недопустимо большим прогиб вала, сам по себе, либо угол, под которым упругая линия в некоторых местах (подшипники, места закрепления колес или шкивов) наклонена к первоначально прямой оси, может получить такую величину, которая приведет к чрезмерному нагреву цапф и подшипников, а иногда и к заеданию поверхностей скольжения, к неспокойному ходу сидящих на валу колес и т. д.

Как показывают ур. (29) и сл. (том I, стр. 29), на величину прогиба, а также упомянутого наклона чрезвычайно большое влияние оказывает расстояние между подшипниками. Если, например, принять во внимание только собственный вес, то для вала с расстоянием между опорами l *см* при весе единицы объема материала γ *кг/см*^{3}, следовательно, при

$$\Theta \cong \frac{1}{20} d^4, \qquad Q = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma, \qquad P = 0,$$

прогиб посредине составляет, согласно ур. (30) (том I, стр. 29),

$$y' = \frac{5}{24} \alpha \gamma \frac{l^4}{d^2}, \tag{451}$$

и по ур. (31) (том I, стр. 30) упомянутый угол наклона упругой линии вала посредине подшипника

$$\beta_1 = \frac{2}{3} \alpha \gamma \frac{l^3}{d^2}. \tag{452}$$

Так как произведение $\alpha\gamma$ для стали лишь незначительно отличается от соответствующей величины для железа, то деформация стального вала, при прочих равных условиях, оказывается почти такой же, как у вала того же диаметра из литого железа.

---

[1]) В литературе часто выводят из ур. (448) зависимость для диаметра d, при том условии, что ϑ не должно превосходить $^1/_4{}^\circ$ на погонный метр. Для среднего значения коэффициента сдвига $\beta = \frac{1}{800\,000}$ это условие дает

$$d = \sqrt[4]{\frac{2\,250\,000}{800\,000\,\pi} \frac{N}{n} \frac{100}{\frac{\pi}{180} \frac{1}{4}}} \cong 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}. \tag{450}$$

Относительно общей применимости этого уравнения можно судить на основании сказанного выше. Данные опытов или практики, которые хоть сколько-нибудь обосновывали бы условие $\vartheta \leqq {}^1/_4{}^\circ$ (на длине $l = 100$ *см*), автору неизвестны.

Для валов, которые должны передавать большие вращательные моменты, ур. (450) дает слишком малые значения диаметра, в виду чего в таких случаях, при пользовании этим уравнением, целесообразно проверять, действительно ли напряжение, а также общая деформация остаются внутри пределов, принятых за максимальные допускаемые значения соответствующих величин.

Если сделать эти валы настолько тонкими, насколько это соответствует допускаемым напряжениям для обоих материалов, то прогиб стального вала окажется значительно бо́льшим, чем прогиб железного. То же можно сказать и о скручивании, так как коэффициент сдвига для стали не на много меньше, чем для железа. В этом заключается причина, почему валы и оси из стали часто приходится делать почти такого же диаметра, как из железа [1]). С этой точки зрения и следует судить о нередко встречающихся в литературе советах изготовлять приводные валы из стали, в виду ее большей прочности. То, что сталь дает гораздо более совершенные и более стойкие в отношении износа поверхности цапф, остается преимуществом, которое отнюдь не отрицается настоящим замечанием [2]). Для изготовления цапф, работающих в атмосфере, насыщенной пылью, обычно применяют сталь.

Что касается допустимой величины стрелы прогиба y' или угла наклона β_1 упругой линии, то из сказанного на стр. 62 и дальнейших следует, что в этом вопросе должны играть большую роль условия каждого отдельного случая. Допущение, лежащее в основе расчета и состоящее в том, что вал покоится на лезвиях [подобных опорным призмам рычагов в весах], которые представляют себе расположенными посредине подшипников, в действительности не имеет места. Правда, при спокойной нагрузке можно, путем тщательной пригонки цапф к вкладышам, более или менее приблизить условия к этому гипотетическому состоянию. Однако, при переменных силах такая пригонка невозможна. В этих случаях — если пока оставить в стороне самоустанавливающиеся подшипники — при возникновении внешних сил точка опоры вала, согласно сказанному на стр. 62, перемещается по направлению к ним, т.-е. в случае фиг. 573, стр. 62, внутрь; благодаря этому прогиб и угол наклона оказываются несколько меньше, чем получается по расчету. Напротив, давление в соответствующих сечениях вкладыша окажется больше расчетного среднего значения, как это подробнее объяснено в выноске 2 на стр. 39, и притом — в тем более значительной степени, чем больше угол β_1. В виду этого, допустимость связанного с прогибом повышения удельного давления можно проверять по полученной расчетом величине угла наклона β_1, абсолютная же величина прогиба, рассматриваемая вне связи с расстоянием между подшипниками, изменений давления во вкладышах не определяет. Если вкладыш может автоматически устанавливаться, то давление на его кромках получается значительно меньше (см. стр. 39 и 62), и судить о его величине по вычисленному углу наклона уже нельзя. Благодаря тому, что вкладыш может автоматически устанавливаться, прогиб вала, а также наклон его упругой линии встретят меньшее препятствие, чем при жестком устройстве опор вала.

Из сказанного следует, что для допускаемых значений угла наклона и прогиба вала дать общие правила, действительные для всех случаев, нельзя.

---

[1]) То же относится и к волоченым валам. Волочение в холодном состоянии сопровождается уплотнением материала, благодаря которому повышаются: предел упругости и предел пропорциональности — по опытам автора на 50 до 100%, — а также и прочность, однако, в меньшей степени. Что же касается коэффициента удлинения, то на него процесс волочения оказывает лишь незначительное влияние. Вязкость материала, конечно, убывает.

Сказанное относится, с известными ограничениями, и к полым валам, катанным на оправке (см. выноску 1 на стр. 129).

[2]) См. на стр. 27 заключительный вывод Лаше относительно влияния материала цапф и вкладышей подшипников на работу трения. Понятно, что этот вывод сохраняет силу лишь до тех пор, пока имеет место жидкостное трение, но не трение твердых тел.

В отношении валов, не несущих на себе конических колес, в большинстве случаев достаточно соблюдение требования, чтобы наклон β_1 не превосходил 0,001. Целесообразно оставаться ниже этого значения, если это можно сделать без особых затруднений. Пфарр рекомендует брать для горизонтальных валов турбин $\operatorname{tg}\beta_1 \leqq \frac{1}{1200}$.

У валов, несущих на себе машинные части, которые вращаются с малым радиальным зазором в соответствующих полых цилиндрах (роторы динамомашин, рабочие колеса турбин и т. п.), можно допускать лишь малый прогиб*), а когда упомянутые колеса сравнительно широки, следует, кроме того, допускать лишь малый угол наклона упругой линии, значение которого зависит от обстоятельств каждого отдельного случая.

Само собой разумеется, что переменные деформации не должны достигать такой величины, при которой они бросаются в глаза уже при непосредственном наблюдении (биения вала, маховика).

Для условий, при которых действительны ур. (451) и (452), почленное деление обоих уравнений приводит к зависимости

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{5}{16} l,$$

откуда

$$y' = \frac{5}{16}\beta_1 l \text{ или } \beta_1 = \frac{16}{5}\frac{y'}{l}. \qquad (453)$$

Следовательно, в случае нагрузки, равномерно распределенной вдоль вала, условие $\beta_1 \leqq 0{,}001$ приводит к соотношению

$$y' \leqq \frac{5}{16}\frac{l}{1000} = \frac{l}{3200} \cong 0{,}0003\ l, \qquad (454)$$

что соответствует наибольшему допускаемому прогибу приблизительно в 0,3 *мм* на 1 метр длины вала.

При нагрузке вала силой P, приложенной в его середине, из ур. (30) и (33) (том I, стр. 29 и 30) при $Q = 0$ получается

$$\frac{y'}{\beta_1} = \frac{1}{3} l,$$

$$y' = \frac{1}{3}\beta_1 l \text{ или } \beta_1 = 3\frac{y'}{l}, \qquad (455)$$

и при $\beta_1 \leqq 0{,}001$

$$y' \leqq \frac{1}{3}\frac{l}{1000} = \frac{l}{3000}, \qquad (456)$$

что соответствует наибольшему допускаемому прогибу в $^1/_3$ *мм* на 1 метр длины вала.

Допуская предельное значение $\beta_1 = 0{,}001$, всегда следует еще проверить, нет ли необходимости, в виду длины цапф, применить самоустанавливающиеся вкладыши. Сравнительно сильно нагруженные цапфы, длиной в 600 *мм*, при диаметре в 200 *мм*,

*) В отношении этих машин прогиб вала имеет особенно важное значение, так как влечет за собою изменение междужелезного пространства, что сильно отражается на работе динамо. *Ред.*

с какими пришлось иметь дело автору, при $\beta_1 = 0{,}001$ и при прикосновении у внутренней кромки вкладыша отстояли бы на наружной стороне вкладыша на $600 \times 0{,}001 = 0{,}6$ *мм* от кромки, следовательно, если бы подшипники не были самоустанавливающимися, цапфы должны были бы дать довольно неравномерное распределение давления вдоль вкладышей. Ясно, что в этом случае предупредить чрезмерное нагревание цапфы путем увеличения ее длины не представляется возможным. На стр. 62 уже было отмечено, что в подобных случаях, даже при самоустанавливающихся вкладышах, нельзя избежать несколько одностороннего распределения давления.

В тех случаях, когда решающее значение имеет только приложенная в середине вала сила P, диаметр его d получается из ур. (33) (том I, стр. 30) при $\Theta = \frac{1}{20} d^4$, $\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}$ и $\beta_1 = 0{,}001$, равным

$$d \geqq \sqrt[4]{\frac{5}{4} \alpha \frac{Pl^2}{\beta_1}} = \sqrt[4]{\frac{5}{4} \frac{1000}{2\,000\,000} Pl^2} = 0{,}16 \sqrt[4]{Pl^2}\,. \qquad (457)$$

При наличии только равномерно распределенной вдоль вала нагрузки, ур. (452), при только-что указанных значениях α и β_1, дает

$$d \geqq l \sqrt{\frac{2}{3} \alpha \gamma \frac{l}{\beta_1}} = l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{1000}{2\,000\,000} \gamma l} = 0{,}018 \sqrt{\gamma l}\,. \qquad (458)$$

Если вал нагружен в отдельных местах силами, значительными по сравнению с его собственным весом, как это имеет место, напр., в случае фиг. 573, стр. 62, то, вообще говоря, нельзя непосредственно применять ни ур. (457), ни ур. (458). В подобных случаях, чтобы получить надежный результат, следует определять углы наклона упругой линии для данных частных условий. При этом можно исходить из ур. (31) и (32) (том I, стр. 30), т.-е. определить угол наклона для каждой отдельной силы — как это проделано, напр., на стр. 87 для оси, нагруженной двумя силами, — а затем и суммарный угол наклона в месте опоры. После этого можно решить вопрос о допустимости полученного значения угла наклона и, в случае надобности, соответственно изменить размеры вала.

В приведенных выше расчетах предполагается, что вал имеет форму призматического стержня. Если такой предпосылки сделать нельзя, т.-е. если поперечное сечение вала меняется — непрерывно или скачками, — то для определения величины прогиба и угла наклона упругой линии можно избрать различные пути. Принципы чисто аналитического расчета изложены, например, в работе Вейрауха (Weyrauch), „Die Gleichung der elastischen Linie willkürlich belasteter Stäbe“, в главе III, озаглавленной: „Homogene Stäbe mit sprungweise veränderlichem Querschnitt“ [1]). Можно решать эту задачу и графическим способом, приведенным в томе I на стр. 33 и сл. [2]). На стр. 87 и сл. показано применение этого способа к расчету кривошипного вала (с концевым кривошипом) паровой машины.

---

[1]) Zeitschrift für Mathematik und Physik (в дальнейшем сокращенно: Z. f. M. u. Ph.), 1874, стр. 392 и сл.

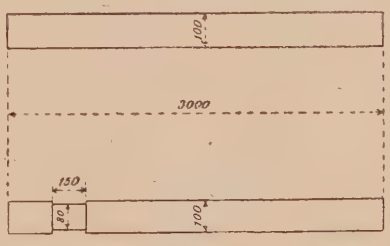
[2]) На способе, указанном Мором (Mohr), основаны также работы Ланда (Land), „Die Durchbiegung voller Träger mit veränderlichem Querschnitt“, Zentralblatt der Bauverwaltung, 1886, стр. 249 и Энслина, „Die Durchbiegung gleich starker Wellen“, D. P. J., 1901, стр. 341 и сл.

В некоторых случаях глазомерная замена вала переменного сечения призматическим приводит к достаточно точному определению величины прогиба и углов наклона упругой линии. Однако, для валов, сечение которых сильно меняется, при таком способе расчета могут получиться довольно значительные отклонения от точных значений этих величин.

d. *Решающее значение имеет работоспособность вала.*

Валам, которые должны обладать достаточной сопротивляемостью по отношению к динамическим воздействиям движущихся масс, т.-е. должны воспринимать сравнительно большие живые силы, надлежит придавать размеры, соответствующие этому условию. Согласно сказанному по этому поводу в томе I, стр. 48—50, работа, которую вал может воспринять при своей деформации, пропорциональна квадрату допускаемого напряжения и объему вала. При этом заслуживает внимания то обстоятельство, что хотя бы только одна выточка на валу уже в высокой степени уменьшает его работоспособность, и притом еще в значительно большей мере, чем способность вала передавать работу. Это видно из нижеследующего рассуждения, при котором предположено, что работа передается кручением.

Фиг. 576.



Фиг. 577.

Вал, изображенный на фиг. 576, передает при $k_d = 120$ *кг/см²* вращательный момент

$$M_d' = \frac{1}{5}\ 120 \cdot 10^3 = 24\,000\ \textit{кг.см}.$$

Его работоспособность при $\beta = \frac{1}{800\,000}$ получается равной [см. ур. (112), том I, стр. 50]

$$A' = \frac{120^2}{4 \cdot 800\,000}\ \frac{\pi}{4}\ 10^2 \cdot 300 = 106\ \textit{кг.см}.$$

Вал по фиг. 577, отличающийся от первого только выточкой (шейкой), при одинаковом наибольшем напряжении передает момент

$$M_d'' = \frac{1}{5}\ 120 \cdot 8^3 = 12\,288\ \textit{кг.см}$$

и обладает работоспособностью

$$A'' = \frac{120^2\ \frac{\pi}{4}\ 8^2 \cdot .15 + \left[120\left(\frac{8}{10}\right)^3\right]^2 \frac{\pi}{4}\ 10^2\,(300-15)}{4.800\,000} = 29{,}8\ \textit{кг.см}.$$

Отсюда получаются соотношения:

$$M_d' : M_d'' = 10^3 : 8^3 = 1{,}95 : 1,$$
$$A' : A'' = 106 : 29{,}8 = 3{,}56 : 1,$$

т.-е. из-за выточки способность вала передавать работу уменьшилась в отношении почти 2 : 1, а работоспособность — приблизительно в отношении 3,5 : 1.

Клосс (Kloss) в своей работе „Analytisch-graphisches Verfahren zur Bestimmung der Durchbiegung zwei- und dreifach gestützter Träger", Berlin, 1902, стремится найти простой способ решения несколько иным путем, комбинируя аналитический и графический методы.

Отсюда следует общее правило, что делать шейки для подшипников нужно лишь там, где они безусловно необходимы, или же там, где не может сказаться их вредное влияние, указанное выше.

е. *Расстояние между подшипниками.*

При выводе ур. (446), стр. 68, было замечено, что в этом уравнении принято во внимание обычное для средних условий изгибающее влияние собственного веса вала, муфты, шкивов, натяжений ремней и пр. С этой целью, вместо среднего значения допускаемого для таких валов скручивающего напряжения $k_d = 400$ *кг/см*^{2}, было принято при выводе всего лишь 120 *кг/см*^{2}. В связи с этим возникает вопрос о допустимом наибольшем расстоянии между подшипниками. Чтобы вывести уравнение для него, мысленно заменяем изгибающее действие на вал нагружающих его сил — нагрузкой, равномерно распределенной вдоль всего вала. В расчете это проще всего осуществить, подставляя, вместо удельного веса γ материала вала, кратное этого веса, которое обозначим через γ_1. При этом будем относить γ_1 к одному кубическому сантиметру.

1. Для вала длиной l *см*, свободно лежащего своими концами на опорах, уравнение изгиба

$$M_b = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{8} = \frac{\pi}{32} \gamma_1 d^2 l^2,$$

а отсюда напряжение

$$\sigma = \frac{M_b}{\frac{\pi}{32} d^3} = \gamma_1 \frac{l^2}{d};$$

2. для части вала, лежащей между опорами, находящимися на расстоянии l *см* одна от другой, при чем вал продолжается в обе стороны от опор, как одно целое,

$$M_b = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma_1 \frac{l}{12} = \frac{\pi}{48} \gamma_1 d^2 l^2,$$

$$\sigma = \frac{2}{3} \gamma_1 \frac{l^2}{d}.$$

Таким образом, для случая 1 получается уравнение

$$k_b = 0{,}35\, \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0{,}65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4\, (\alpha_0 \tau)^2},$$

которое после подстановок

$$k_b = 400 \text{ кг/см}^2, \quad \alpha_0 = \frac{400}{1{,}3 \cdot 400} \cong 0{,}8, \quad \tau = 120 \text{ кг/см}^2,$$

примет форму

$$400 = 0{,}35\, \gamma_1 \frac{l^2}{d} + 0{,}65 \sqrt{\left(\gamma_1 \frac{l^2}{d}\right)^2 + 4\, (0{,}8 \cdot 120)^2}.$$

Отсюда получается

$$\frac{l^2}{d} = \frac{370}{\gamma_1}.$$

Если положить здесь

$$\gamma_1 = 4{,}5 \cdot \gamma = 4{,}5 \cdot 0{,}0079 = 0{,}0356,$$

то

$$\frac{l^2}{d} \cong 10\,000,$$

а отсюда

$$\left.\begin{aligned} l &= 100 \sqrt{d} \text{ для случая } 1 \\ l &\cong 125 \sqrt{d} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad 2 \end{aligned}\right\} \qquad (459).$$

Этим зависимостям соответствует следующая табличка:

		$d=$	3	4	5	6	7	8	9	10	12	*см*
$l=$	для случая	1	170	200	220	240	260	280	300	320	350	*см*
	„ „	2	210	250	280	300	330	350	370	400	430	*см.*

Приведенные выше числа, независимо от степени точности самого метода, на котором построен расчет, являются только ориентировочными. В действительности, расстояние между подшипниками часто определяется местными условиями (расположением машин, размерами и устройством здания, положением балок и т. д.). Кроме того, при решении этого вопроса могут сыграть роль соображения, изложенные выше в пп. b и c и дальше, в разделе III *).

f. *Примеры расчета валов на двух опорах.*

Пример 1. Требуется рассчитать диаметры изображенного на фиг. 1 табл. 24 вала водяного колеса для привода дефибреров древесно-массного завода. Материал вала: сварочное железо отличного качества [1]). В местах *A*

*) При равномерном распределении нагрузки, расстояния между подшипниками могут быть несколько больше, чем при неравномерном распределении ее. Для трансмиссионных валов можно рекомендовать следующие ориентировочные значения для выбора этих расстояний:

диаметр вала	30 до 45	50 до 65	70 до 85	90 до 150	*мм*
расстояния между подшипниками	1,5 „ 1,75	2 „ 2,5	2,5 „ 3	3 „ 3,5	*м.*

Меньшие значения соответствуют неравномерному распределению нагрузки, бо́льшие — равномерному. Участки вала, не несущие шкивов, можно брать более длинными, чем указано выше, особенно при сравнительно небольших числах оборотов (примерно, до 200 в мин.). См. K. Laudien, „Maschinenteile“ (1925), стр. 51 и K. Hentschel, „Transmissionen“ (1926), стр. 21.

Наблюдения над подшипниками, в которых происходило заедание вала вследствие выдавливания смазки из-за чрезмерно больших расстояний между ними, привели Помини к следующему выводу: подшипники вала следует располагать на таком расстоянии один от другого, чтобы прогиб оси вала диам. d на расстоянии $2d$ от середины опоры не превышал значения

$$\varepsilon = 3 \cdot 10^{-3} \sqrt{d} \ мм.$$

На этом основании Помини дает довольно сложные по форме зависимости для наибольшего расстояния между подшипниками вала. Вместо точных формул можно пользоваться следующими упрощенными соотношениями, результаты которых разнятся от результатов, получаемых при расчете по точным формулам Помини, на 2 до 5%:

Валы, предназначенные только для передачи мощности:

$$L = 1175 \sqrt[3]{d} \ мм;$$

валы с равномерно распределенными шкивами:

$$L = 500 \sqrt[3]{d} \ мм;$$

валы со шкивами, расположенными вне крайней опоры:

$$L = 720 \sqrt[3]{d} \ мм.$$

См. O. Pomini, „Costruzione di macchine“, том II (1922), стр. 136 и сл. [*Ред.*].

[1]) Выбор такого материала объясняется тем, что эта конструкция относится к сравнительно давнему времени.

и B на вал насажены две системы спиц водяного колеса, в C укреплено цилиндрическое зубчатое колесо, диаметром 5800 *мм*; направленное вниз давление на зубцы этого колеса составляет 2500 *кг*. Относительно собственного веса вала сделаем приближенное допущение, что он включен в силы, приложенные в точках A, B и C. Показанные на чертеже силы включают собственный вес всего колеса, вес воды, содержащейся в нем, и давление на зубцы.

Реакции опор R_1 и R_2 получаются из равенств

$$R_1 \cdot 445 = 7500 \cdot 395 + 8000 \cdot 235 + 8000 \cdot 95,$$
$$R_2 = 7500 + 8000 + 8000 - R_1,$$

откуда

$$R_1 \cong 12\,600 \ кг,$$
$$R_2 \cong 10\,900 \ кг.$$

Если допустить удельное давление между цапфами и бронзовыми вкладышами $k = 25$ *кг/см*^{2} и, учитывая качество материала, принять $k_b = 400$ *кг/см*^{2}, то получится

$$12\,600 = 25 l d_1,$$
$$12\,600 \frac{l}{2} = 40 d_1^3,$$
$$\frac{l}{d_1} = \sqrt{3{,}2} = 1{,}8,$$
$$12\,600 = 25 \cdot 1{,}8 d_1^2,$$
$$d_1 = \sqrt{280} = 16{,}8 \ см.$$

Принимаем

$$d_1 = 170 \ мм,$$
$$l = 300 \ мм,$$

соответственно

$$k = \frac{12\,600}{17 \cdot 30} = 24{,}7 \ кг/см^2.$$

Для правой опоры можно было бы взять цапфу несколько более тонкую [так как $R_2 < R_1$], однако, при сравнительно малом различии их диаметров, стоимость изготовления будет меньше, если обе цапфы и оба подшипника сделать одинаковыми. Поэтому значения d_1 и l берем для обеих опор одинаковыми.

В виду малого числа оборотов (от 5 до 6) подобного водяного колеса, работой трения пренебрегаем.

Вал снабжен квадратными концами, которые служат для подъема колеса, в случае надобности, посредством лебедки или иного подъемного приспособления. При значительной длине этих квадратных концов, напряжение цапфы может повыситься при подъеме в недопустимой мере. Если по какой-либо особой причине их приходится делать очень длинными (что, вообще говоря, бывает редко), то при определении d_1 это обстоятельство следует принимать во внимание.

При высоте заплечиков $x = 20$ *мм*, для d_2 получается

$$d_2 = d_1 + 2x = 170 + 2 \cdot 20 = 210 \ мм.$$

Часть вала диаметром d_4 нагружена изгибающим моментом

$$M_b \cong 12\,600 \cdot 50 = 630\,000 \ кг.см \ ^{1})$$

и скручивающим моментом

$$M_d = 2500 \cdot \frac{580}{2} = 725\,000 \ кг.см.$$

Следовательно, по ур. (447), стр. 69, при $k_b = 400 \ кг/см^2$,

$$0{,}35 \cdot 630\,000 + 0{,}65 \sqrt{630\,000^2 + (\alpha_o \cdot 725\,000)^2} = 40 d_4^3.$$

Значение α_o зависит от k_d. Так как в данном случае напряжение на скручивание редко будет колебаться в пределах более широких, чем $+\tau_{max}$ и $+\frac{\tau_{max}}{2}$, то для k_d можно принять значение

$$\frac{480 + 320}{2} = 400 \ кг/см^2.$$

При этом получается

$$\alpha_o = \frac{k_b}{1{,}3 k_d} = \frac{400}{1{,}3 \cdot 400} = 0{,}77,$$

$$0{,}35 \cdot 630\,000 + 0{,}65 \sqrt{630\,000^2 + (0{,}77 \cdot 725\,000)^2} = 40 d_4^3,$$

$$d_4 = 26{,}8 \ см.$$

В виду уменьшения прочности вала шпоночной канавкой, округляем это значение до

$$d_4 = 270 \ мм.$$

Далее, для определения диаметра d_3 имеем

$$12\,600 \cdot (50 - 20) = 40 d_3^3,$$

$$d_3 = \sqrt[3]{9450} = 21{,}2 \ см.$$

Так как значительные резкие изменения поперечного сечения сильно уменьшают прочность вала, то для d_3 примем значение, отличающееся от d_4 лишь, примерно, на двойную глубину шпоночных канавок *). Этому условию будет соответствовать

$$d_3 = 240 \ мм.$$

Участок вала диаметром d_5 находится под действием моментов

$$M_b = 12\,600 \cdot 210 - 7500 \cdot 160 = 1\,446\,000 \ кг.см,$$

$$M_d = 2500 \cdot \frac{580}{2} = 725\,000 \ кг.см.$$

Следовательно,

$$0{,}35 \cdot 1\,446\,000 + 0{,}65 \sqrt{1\,446\,000^2 + (0{,}77 \cdot 725\,000)^2} = 40 d_5^3,$$

$$d_5 = 33{,}6 \ см.$$

---

1) Строго говоря,

$$M_b = 12\,600 \cdot \left(50 + \frac{b}{2} + a\right) - \frac{7500}{2}\left(\frac{a}{2} + b + a\right) - \frac{7500}{2}\frac{a}{2} = 12\,600 \cdot 50 + \left[12\,600\left(\frac{b}{2} + a\right) - \frac{7500}{2} b - 7\,500\, a\right],$$

вместо чего принято приближенно указанное выше значение.

*) См. том I, стр. 534.

Длину этой части вала мы примем значительно больше, чем этого требует ступица, так как желательно иметь на валу достаточно длинный цилиндрический участок для установки ватерпаса. Отсутствие подобного участка на валу затруднило бы монтаж.

Часть вала диаметром d_6 находится под действием моментов

$$M_b = 10\,900 \cdot 95 = 1\,035\,500 \ кг.см,$$

$$M_d = \frac{2500}{2} \cdot 290 = 362\,500 \ кг.см.$$

Следовательно,

$$0{,}35 \cdot 1\,035\,500 + 0{,}65 \sqrt{1\,035\,500^2 + (0{,}77 \cdot 362\,500)^2} = 40 d_6^3,$$

$$d_6 = 29{,}8 \ см.$$

Диаметр d_7 определяется из уравнения

$$10\,900 \ (95 - 20) = 40 d_7^3,$$

$$d_7 = 27{,}4 \ см.$$

Участок вала, расположенный между A и B, может остаться необработанным, вследствие чего мы видим на фиг. 1 бунт, образующийся при обточке средней цилиндрической части до диаметра d_5.

Пример 2. Вертикальный насос двойного действия приводится в движение водяным колесом, при чем кривошип сидит непосредственно на валу водяного колеса. Заданы размеры, показанные на фиг. 3 табл. 24, а также давление на цапфу кривошипа, равное 4000 *кг*, которое можно считать приблизительно постоянным. Чтобы воспользоваться, в интересах равномерности хода, инерцией колеса, допустим, что оно будет совершать 10 оборотов в минуту.

Наибольшая реакция $max\ (R_1)$ имеет место при направленном вниз давлении на цапфу, т.-е. может быть вычислена из равенства

$$4000 \cdot 350 + 5000 \ (190 + 70) = max \ (R_1) \cdot 300,$$

$$max \ (R_1) = 9000 \ кг,$$

тогда как наименьшее значение R_1, соответствующее направленному вверх давлению на цапфу, может быть получено из равенства

$$-4000 \cdot 350 + 5000 \ (190 + 70) = min \ (R_1) \cdot 300,$$

$$min \ (R_1) = -333 \ кг.$$

Реакция R_2 имеет наибольшее значение при $min\ (R_1)$, т.-е. при направленном вверх давлении на цапфу. Оно получается из соотношения

$$R_2 \cdot 300 = 5000 \ (230 + 110) + 4000 \cdot 50,$$

$$R_2 = 6333 \ кг.$$

Для шейки диаметром d_2 имеем:

$$M_b = 4000 \cdot 50 = 200\,000 \ кг.см,$$

$$M_d = 4000 \cdot 50 = 200\,000 \ кг.см.$$

Следовательно, по ур. (447), стр. 69,

$$0{,}35 \cdot 200\,000 + 0{,}65 \sqrt{200\,000^2 + (\alpha_o \cdot 200\,000)^2} = \frac{1}{10} \ k_b d_2^3.$$

Принимаем $k_b = 300$ *кг/см*^{2} и распоряжаемся изготовить вал из хорошего сварочного железа [1]), чтобы учесть внезапные и притом не вполне свободные от толчков перемены направления давления на цапфу. Напряжение на скручивание изменяется от $+\tau_{max}$ до 0. Следовательно, $k_d = 240$ *кг/см*^{2} и

$$\alpha_o = \frac{300}{1{,}3 \cdot 240} \cong 1,$$

$$(0{,}35 + 0{,}65 \cdot 1{,}4142) \cdot 200\,000 = 30 d_2^3,$$
$$d_2 = 20{,}4 \text{ см} \cong 205 \text{ мм}.$$

Считаясь с имеющейся на складе моделью подшипника, длину шейки примем равной 250 *мм*. Удельное давление окажется при этом небольшим, а именно:

$$k = \frac{9000}{20{,}5 \cdot 25} = 17{,}6 \text{ кг/см}^2.$$

Произведение kv, характеризующее работу трения (см. стр. 46), составит при этом

$$kv = 17{,}6 \frac{\pi \cdot 0{,}205 \cdot 10}{60} = 1{,}9 \text{ кгм},$$

т.-е. будет значительно ниже допустимой величины.

Диаметр d_1 примем равным 200 *мм*. Разности $d_2 - d_1 = 205 - 200 = 5$ *мм* достаточно, чтобы обеспечить правильное положение кривошипа при его посадке. Условие

$$0{,}35\ (50 - 12{,}5) \cdot 4000 + 0{,}65 \sqrt{(50 - 12{,}5)^2 \cdot 4000^2 + 200\,000^2} \leqq 30 d_1^3,$$

определяющее величину d_1, удовлетворяется при $d_1 = 200$ *мм*.

Для определения d_3 вычисляем оба крайних значения M_b:

$$M_b' = 4000 \cdot 160 - 9000 \cdot 110 = -350\,000 \text{ кг.см},$$
$$M_b'' = 4000 \cdot 160 - 333 \cdot 110 = 603\,370 \text{ кг.см}.$$

Таким образом,

$M_b = 603\,370$ *кг.см* (при действующем вверх давлении на цапфу кривошипа),

$$M_d = 4000 \cdot 50 = 200\,000 \text{ кг.см},$$
$$0{,}35 \cdot 603\,370 + 0{,}65 \sqrt{603\,370^2 + 200\,000^2} = 30 d_3^3,$$
$$d_3 = 27{,}5 \text{ см}.$$

Для определения d_4 имеем

$$M_b = 6333 \cdot 70 = 443\,310 \text{ кг.см},$$
$$M_d = \frac{4000 \cdot 50}{2} = 100\,000 \text{ кг.см},$$
$$0{,}35 \cdot 443\,310 + 0{,}65 \sqrt{443\,310^2 + 100\,000^2} = 30 d_4^3,$$
$$d_4 = 24{,}7 \text{ см}.$$

Для d_5 получается

$$6333 \cdot (70 - 15) = 30 d_5^3,$$
$$d_5 = 22{,}6 \text{ см} \cong 225 \text{ мм}.$$

---

[1]) См. выноску 1 на стр. 77.

Диаметр цапфы d_6, если обозначить ее длину через l, определяется при $k = 25$ *кг/см*^{2} следующим образом:

$$6333 = 25\, l\, d_6,$$

$$6333\ \frac{l}{2} = 30 d_6^3,$$

$$\frac{l}{d_6} = 1{,}55,$$

$$6333 \cdot 1{,}55 = 60 d_6^2,$$

$$d_6 = 12{,}8\ см.$$

Если принять окончательно

$$d_6 = 130\ мм,$$

$$l = 200\ мм,$$

то этим величинам будет соответствовать удельное давление на поверхности скольжения

$$k = \frac{6333}{13 \cdot 20} = 24{,}4\ кг/см^2.$$

Работа трения, отнесенная к единице площади проекции цапфы, измеряется произведением

$$k\, v = 24{,}4\ \frac{\pi \cdot 0{,}13 \cdot 10}{60} \cong 1{,}7\ кгм,$$

т.-е. и здесь значительно ниже допустимого предела.

Пример 3. Требуется рассчитать кривошипный вал горизонтальной паровой машины обычной конструкции, фиг. 1 табл. 25. Пусть наибольшее давление на цапфу составляет 7800 *кг*; его плечо относительно оси вала равно радиусу кривошипа $= 450$ *мм*. Машина делает 60 *об/мин*.

Для диаметра и длины цилиндрической цапфы кривошипа мы нашли на стр. 51.

$$d = 100\ мм, \qquad l = 130\ мм.$$

Размер y достаточно принять равным $\frac{l}{2} + 5$ *мм*, т.-е.

$$y = \frac{130}{2} + 5 = 70\ мм.$$

Длину l_3 примем равной диаметру d_1, а длину шейки, лежащей в главном подшипнике, l_1 — предварительно $1{,}8 d_1$. При этом для расчета d_1 получатся значения моментов

$$M_b = 7800 \left(y + l_3 + \frac{l_1}{2}\right) = 7800\ (7 + d_1 + 0{,}9 d_1) = 7800\,(7 + 1{,}9 d_1),$$

$$M_d = 7800 \cdot 45.$$

Следовательно,

$$0{,}35 \cdot 7800\ (7 + 1{,}9 d_1) + 0{,}65\ \sqrt{7800^2\ (7 + 1{,}9 d_1)^2 + (\alpha_o \cdot 7800 \cdot 45)^2} = \frac{1}{10} k_b d_1^3.$$

В качестве материала для вала возьмем литую сталь. Для нее, в предположении колебаний напряжения между σ_{max} и $-\frac{1}{2}\sigma_{max}$ (см. том I, стр. 103 и 104),

способ нагрузки промежуточный между b и c), допускаемое напряжение на изгиб

$$k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600 \ кг/см^2,$$

(а для скручивающих напряжений, изменяющихся от τ_{max} до $-\frac{1}{2}\tau_{max}$,

$$k_d = \frac{600 + 300}{2} = 450 \ кг/см^2.$$

Следовательно,

$$\alpha_o = \frac{600}{1{,}3 \cdot 450} \cong 1.$$

Подставляя эти значения k_b и α_o, находим

$$7800 \ [0{,}35 \cdot (7 + 1{,}9 d_1) + 0{,}65 \sqrt{(7 + 1{,}9 d_1)^2 + 45^2}] = 60 d_1^3,$$

$$d_1^3 = 130 \ [0{,}35 \cdot (7 + 1{,}9 d_1) + 0{,}65 \sqrt{(7 + 1{,}9 d_1)^2 + 45^2}],$$

откуда, путем последовательных проб, находим

$$d_1 = 19{,}3 \ см.$$

Не отказываясь от возможных изменений в дальнейшем, предварительно принимаем, таким образом,

$$l_1 = 1{,}8 \cdot 19{,}3 = 34{,}7 \ см.$$

Давление в главном коренном подшипнике, вызываемое максимальной силой, действующей на цапфу кривошипа, составляет

$$7800 \ \frac{220 + \frac{34{,}7}{2} + 19{,}3 + 7}{220} = 9348 \ кг.$$

Это давление дает горизонтальную составляющую

$$9348 \cos \psi_{max} \cong 9160 \ кг,$$

где ψ_{max} обозначает наибольшее значение угла между осью цилиндра и шатуном $\left(\text{в этом случае } \psi_{max} \text{ определено из соотношения } \sin \psi_{max} = \frac{1}{5}\right)$ [1]) и вертикальную составляющую

$$V = 9348 \sin \psi_{max} \cong 1870 \ кг.$$

Вертикальное давление на подшипник, обусловленное весом маховика, составляет

$$8800 \frac{50}{220} = 2000 \ кг.$$

Для машин с направлением вращения вправо V следует вычесть из последней силы [так как сила V направлена вверх], а для машин, вращающихся влево, V нужно прибавить к ней. В первом случае остается вертикальная составляющая

[1]) При этом способе расчета предполагается, что максимальное давление на поршень действует в течение значительной части хода. Для большей части паровых машин, особенно при обычных в настоящее время высоких давлениях и большом числе оборотов, это не имеет места — отчасти вследствие малых наполнений, а отчасти — вследствие торможения впускаемого пара. Аналогично обстоит дело и в двигателях внутреннего сгорания. Строго говоря, в этих случаях для определения давления на цапфу следовало бы вводить в указанный выше расчет такой угол ψ, при котором сила, действующая на шатун, достигает своего наибольшего значения. См. по этому поводу Отдел шестой, B, I, замечания относительно расчета кривошипов.

$2000 - 1870 = 130$ *кг*, которой можно пренебречь по сравнению с горизонтальной составляющей в 9160 *кг*. Во втором случае равнодействующее давление на цапфу составляет

$$\sqrt{9160^2 + (2000 + 1870)^2} = 9944 \text{ кг}\ ^{1}).$$

Этим значением определяется дальнейший расчет удельного давления в коренном подшипнике кривошипа. При найденных выше значениях d_1 и l_1 получается

$$k = \frac{9944}{19{,}3 \cdot 34{,}7} = 14{,}7 \text{ кг/см}^2.$$

При расчете на отвод теплоты следует исходить из средней силы, действующей на цапфу в течение одного оборота. Пусть в рассматриваемом примере переменное давление на цапфу кривошипа дает среднюю горизонтальную составляющую $H_m = 5860$ *кг* и среднюю вертикальную составляющую $V_m = 745$ *кг* [2]). Им соответствуют давления на подшипник кривошипа: горизонтальное

$$5860 \frac{220 + \frac{34{,}7}{2} + 19{,}3 + 7}{220} = 7023 \text{ кг}$$

и вертикальное

$$745 \frac{220 + \frac{34{,}7}{2} + 19{,}3 + 7}{220} = 893 \text{ кг}.$$

Вызываемое весом маховика вертикальное давление на опору составляет, как и выше, 2000 *кг*; если машина вращается вправо, то получается вертикальная составляющая $2000 - 893 = 1107$ *кг*, так что общее среднее давление на опору получается равным $\sqrt{7023^2 + 1107^2} = 7111$ *кг*.

Если же машина вращается влево, вертикальная составляющая равна $2000 + 893 = 2893$ *кг*, откуда средняя равнодействующая $P_m = \sqrt{7023^2 + 2893^2} = 7596$ *кг*.

Для найденных выше размеров цапфы получится, следовательно,

$$k_m v = \frac{7596}{19{,}3 \cdot 34{,}7} \frac{\pi \cdot 0{,}193 \cdot 60}{60} = 6{,}9 \text{ кгм},$$

т.-е. значительно ниже допускаемого предельного значения.

Таким образом, наше первоначальное допущение $l_1 = 1{,}8 d_1$ дало более чем достаточную длину цапфы. Если излишняя длина нежелательна, и если, например, в данном случае находят достаточным ограничиться длиной $l_1 = 30$ *см*, то необходимо еще раз произвести расчет для определения d_1.

---

[1]) При этом мы пренебрегли силой, передаваемой на главный подшипник натяжением ремня. В данном случае это представляется допустимым, так как при указанных продольных размерах вала она и сама по себе мала, а кроме того, ее действие во время одного хода настолько же уменьшает влияние давления на поршень, насколько оно в течение другого хода увеличивает его. В иных случаях эта составляющая может достигать такой величины, что ее приходится принимать в расчет.

[2]) Значения H_m и V_m определяются из индикаторной диаграммы, при чем должны быть приняты в расчет силы инерции. См. Отдел шестой, А.

Если при этом предварительно принять $d_1 = 19$ *см*, то получится

$$M_b = 7800 \cdot (7 + 19 + 15) = 7800 \cdot 41 \ \textit{кг.см},$$
$$M_a = 7800 \cdot 45 \ \textit{кг.см},$$

$$0{,}35 \cdot 7800 \cdot 41 + 0{,}65 \sqrt{(7800 \cdot 41)^2 + (7800 \cdot 45)^2} = 60\, d_1^3,$$
$$d_1 = 19{,}14 \ \textit{см} \cong 190 \ \textit{мм}.$$

Отсюда видно, что уменьшение длины цапфы — даже, примерно, на одну шестую — оказывает весьма малое влияние на диаметр, в виду чего последний расчет можно было бы не делать, а ограничиться изменением размера диаметра d_1 на глаз.

Итак, давление в главном коренном подшипнике составляет

$$\sqrt{7800^2\left(\frac{220+15+19+7}{220}\cos\psi_{max}\right)^2 + \left(2000 + 7800\frac{261}{220}\sin\psi_{max}\right)^2} =$$
$$= \sqrt{9067^2 + (2000 + 1850)^2} = 9850 \ \textit{кг},$$

а следовательно, удельное давление

$$k = \frac{9850}{30 \cdot 19{,}0} = 17{,}3 \ \textit{кг/см}^2.$$

Относительно допустимости этого значения см. стр. 43. Сказанное там побуждает увеличить, в виду сравнительно продолжительного действия наибольшего давления на поршень, диаметр d_1 до 200 *мм* или длину подшипника до 320 *мм*. Решаем увеличить диаметр и принимаем $d_1 = 200$ *мм*.

При изображенной на фиг. 1 форме вала не учтено в том месте, где ступица кривошипа примыкает к валу, отмеченное выше, в разделе „Оси“, стр. 66, влияние прессовой или горячей посадки кривошипа, а именно — сделан сравнительно резкий переход к его цапфе, в виду чего заслуживает предпочтения, несмотря на более высокую стоимость изготовления, конструкция с бунтом по фиг. 2 табл. 25.

Для задней цапфы вертикальное давление, обусловленное весом маховика, составляет

$$8800\frac{170}{220} = 6800 \ \textit{кг},$$

а сила, вызываемая давлением на цапфу кривошипа,

$$7800\frac{41}{220} = 1454 \ \textit{кг},$$

при чем принято $l_3 = 190$ *мм* и $l_1 = 300$ *мм*, откуда и получилось

$$0{,}5l_1 + l_3 + y = 150 + 190 + 70 = 410 \ \textit{мм}.$$

Для машины, вращающейся влево, влияние последней силы ничтожно мало, так как ее вертикальную составляющую приходится вычитать из давления в 6800 *кг*. Поэтому ею можно пренебречь. Если же машина вращается вправо, то эту составляющую, равную

$$1454 \sin\psi_{max} = 1454 \cdot 0{,}2 = 291 \ \textit{кг},$$

следует прибавить к давлению в 6800 *кг*. Равнодействующее давление на цапфу в этом случае равно

$$\sqrt{(6800 + 291)^2 + (1454\cos\psi_{max})^2} = \sqrt{7091^2 + 1425^2} = 7233 \ \textit{кг},$$

т.-е. сравнительно мало отличается от 6800 *кг*, так что и в этом случае составляющей 1454 *кг* можно было бы пренебречь [1]).

Как и у главного коренного подшипника, длина цапфы зависит здесь от среднего давления на цапфу. Составляющие средней силы, действующей на цапфу кривошипа, будут:

$$\text{горизонтальная} \quad 5860\,\frac{41}{220} = 1092\ кг,$$

$$\text{вертикальная} \quad 745\,\frac{41}{220} = 139\ кг.$$

Эти силы дают равнодействующее давление на цапфу, равное

$$\sqrt{1092^2 + (6800 + 139)^2} = 7024\ кг.$$

Оно отличается от приходящейся на подшипник части веса маховика в 6800 *кг* еще меньше, чем отличается от нее наибольшее давление на цапфу, как этого и следовало ожидать [1]).

Длина цапфы должна удовлетворять условию, которое выражено ур. (428), стр. 45:

$$l_2 \geqq \frac{7024 \cdot 60}{w}.$$

В виду того, что здесь нет перемены направления действующих сил, как у переднего подшипника, принимаем $w = 15\,000$, что̀ соответствует $kv = 8$. Следовательно,

$$l_2 = \frac{7024 \cdot 60}{15\,000} \cong 28\ см.$$

и

$$7024 \cdot 14{,}0 = \frac{1}{10} k_b d_2^3 = 40\, d_2^3,$$

если, учитывая то, что изгибающий момент обусловлен здесь главным образом весом маховика, т.-е. вызывает напряжения, колеблющиеся приблизительно между $+\sigma_{max}$ и $-\sigma_{max}$, ввести в последнее уравнение $k_b = 400\ кг/см^2$. Отсюда получается

$$d_2 = 13{,}7\ см.$$

Это значение мы округляем до

$$d_2 = 140\ мм.$$

Удельное давление на поверхности заднего подшипника, при давлении на цапфу в 7233 *кг*, составляет

$$k = \frac{7233}{14 \cdot 28} = 18{,}5\ кг/см^2.$$

Увеличив d_2 до 150 *мм* и l_2 до 300 *мм*, можно было бы это давление, несколько высокое при данных условиях, понизить до

$$k = \frac{7233}{15 \cdot 30} = 16\ кг/см^2.$$

Это все еще сравнительно высокое значение может быть допущено в виду того, что машина делает всего 60 оборотов в минуту, чему соответствует

$$k\,v = \frac{7024}{15 \cdot 30} \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}15 \cdot 60}{60} = 7{,}3\ кгм.$$

[1]) Здесь так же, как и на стр. 84, не принято во внимание натяжение ремня.

Диаметр d_3 вала в том месте, где на нем посажено маховое колесо, определяется, исходя из изгибающего момента

$$M_b = 7233 \,.\, 50 \;\; кг.см$$

и скручивающего момента

$$M_d = 7800 \,.\, 45 \;\; кг.см.$$

Так как напряжение на изгиб здесь меняет знак, то

$$k_b = 400 \;\; кг/см^2, \quad \alpha_0 = \frac{400}{1{,}3 \,.\, 450} \cong \frac{2}{3},$$

и

$$0{,}35 \cdot 7233 \cdot 50 + 0{,}65 \sqrt{(7233 \cdot 50)^2 + \left(\frac{2}{3} \cdot 7800 \cdot 45\right)^2} = \frac{1}{10} 400\, d_2^3$$

$$d_3 = 21{,}6 \;\; см.$$

Учитывая ослабление вала шпоночными канавками, а также для того, чтобы сохранить в допустимых пределах деформацию (прогиб), рассмотренную выше в п. с, стр. 71 и след., решаем придать валу форму, изображенную на фиг. 1, с диаметрами $d_4 = 210$ *мм* и $d_3 = 240$ *мм*.

Исследование полученного таким образом вала в отношении деформации дает, если ограничиться уравнениями (29), (31), (32), (40), (41) и (42) (стр. 29, 30 и 32 тома I) следующие результаты.

Один только вес маховика в 8800 *кг* вызывает, при среднем диаметре вала в 210 *мм*, в расстоянии 500 *мм* от левого подшипника вертикальный прогиб, равный по ур. (29)

$$y' = 8800 \frac{50^2 \cdot 170^2}{3 \cdot 220} \frac{20}{2\,200\,000 \cdot 21^4} = 0{,}045 \;\; см.$$

Действующая на цапфу кривошипа сила в 7800 *кг*, которую мы представляем себе в этом случае горизонтальной [1]), дает в этом направлении, по ур. (40), на расстоянии $0{,}578 \cdot 2200 = 1272$ *мм* от левого подшипника, прогиб

$$y'' = 0{,}064 \cdot 7800 \cdot 41 \cdot 220^2 \frac{20}{2\,200\,000 \cdot 21^4} = 0{,}046 \;\; см.$$

Прогиб, обусловленный собственным весом вала в 756 *кг*, составляет

$$y''' = \frac{5}{384} 756 \frac{20}{2\,200\,000 \cdot 21^4} = 0{,}0039 \;\; см.$$

Углы наклона упругой линии в вертикальном направлении, вызываемые весом маховика, составляют

в левом подшипнике, по ур. (31),

$$\beta_1' = 8800 \frac{50 \cdot 170\,(50 + 2 \cdot 170)}{6 \cdot 220} \frac{20}{2\,200\,000 \cdot 21^4} = 0{,}00103,$$

в правом подшипнике, по ур. (32),

$$\beta_2' = 8800 \frac{50 \cdot 170\,(2 \cdot 50 + 170)}{6 \cdot 220} \frac{20}{2\,200\,000 \cdot 21^4} = 0{,}000715.$$

[1]) В действительности, сила, действующая на цапфу кривошипа, переменна как по величине, так и по направлению, вследствие чего должна непрерывно меняться и форма упругой линии.

Углы наклона в горизонтальном направлении, вызываемые горизонтальной силой, действующей на цапфу кривошипа, составляют

в левом подшипнике, по ур. (41),

$$\beta_1'' = 7800 \frac{41 \cdot 220}{6} \frac{20}{2\,200000 \cdot 21^4} = 0{,}00055,$$

в правом подшипнике, по ур. (42),

$$\beta_2'' = 2\beta_1'' = 0{,}0011.$$

Углы наклона, обусловленные собственным весом вала, равны

$$\beta_1''' = \beta_2''' = \frac{1}{24} 756 \frac{220^2 \cdot 20}{2\,200000 \cdot 21^4} = 0{,}000056,$$

т.-е. они так малы, что ими можно пренебречь.

Таким образом, равнодействующие углы наклона составляют

$$\beta_1 = \sqrt{0{,}00103^2 + 0{,}00055^2} = 0{,}00117,$$
$$\beta_2 = \sqrt{0{,}000715^2 + 0{,}0011^2} = 0{,}00131.$$

Эти значения углов приходится признать довольно большими.

Отсюда следует, что указанная на стр. 85 возможность уменьшить давление в подшипнике путем удлинения цапфы вала, в виду вызываемого этим увеличения угла наклона, менее применима, чем предпринятое для той же цели увеличение диаметра вала, сообщившее ему некоторую добавочную жесткость.

Если при определении деформации рассматриваемого вала исходить из приблизительной и постоянной средней толщины его (см. стр. 75) почему-либо нежелательно и это определение должно быть проведено более точно, то следует пользоваться методом, указанным в томе I, стр. 33 и след., и вести расчет следующим образом (считаем, что машина вращается вправо).

Для рассмотренного положения кривошипа (фиг. 3 табл. 25) и для действующего на кривошип давления в 7800 *кг* получаются

в горизонтальном направлении — составляющая 7660 *кг*,
в вертикальном направлении — составляющая 1530 *кг*.

Далее, определяют:

1. упругую линию, при условии действия только вертикальных сил,
2. упругую линию, при условии действия только горизонтальных сил,
3. суммарную деформацию, которая получается геометрическим сложением прогибов, найденных согласно пп. 1 и 2.

1. Из вертикальных сил мы имеем вес маховика в 8800 *кг* и вертикальную составляющую в 1530 *кг* силы, действующей на кривошип. Реакции опор равны

в левом подшипнике $R_1 = \frac{8800 \cdot 170 + 1530 \cdot 41}{220} = 7085$ *кг*,

в правом подшипнике $R_2 = 8800 - 1530 - 7085 = 185$ *кг*.

По способу, описанному в т. I, стр. 35, определяем теперь значения $\frac{M_b'}{\Theta}$ для тех поперечных сечений, в которых меняется диаметр вала или же приложены внешние силы (поперечные сечения *A*, *C*, *D*, *E*, *F*, *H*, *B*, *J*, *K*), а также в тех

точках, для которых прогиб должен быть точно определен (например, сечение G длинной цилиндрической средней части вала). При этом находим

для поперечного сечения A: $M_b' = 0$, $\frac{M_b'}{\Theta} = 0$;

для сечения C через шейку для подшипника:

$$\frac{M_b'}{\Theta} = \frac{7085 \cdot 15}{\frac{\pi}{64} 15^4} = \frac{106\,275}{2485} = 42{,}77 \ кг/см^3.$$

Это значение наносят как нагрузку (см. том I, стр. 36) в точке C прямой оси вала ($\overline{Cc'}$ на фиг. 4). Таким образом получается площадь нагрузки на участке $\overline{AC}$ (фиг. 4)

$$\text{площадь } ACc' = \frac{15 \cdot 42{,}77}{2} = 321 \ кг/см^2.$$

Для сечения через C, непосредственно возле шейки, получается таким же образом

$$\frac{M_b'}{\Theta} = \frac{7085 \cdot 15}{\frac{\pi}{64} 19^4} = \frac{106\,275}{6397} = 16{,}61 \ кг/см^3.$$

Это будет длина изображающего нагрузку отрезка $\overline{Cc''}$ на фиг. 4.

Для поперечного сечения у D, слева от маховика, получается

$$\frac{M_b'}{\Theta} = \frac{7085 \cdot 31{,}5}{\frac{\pi}{64} 22^4} = \frac{223\,180}{11\,499} = 19{,}41 \ кг/см^3.$$

Таким образом на фиг. 4

$$\overline{Dd'} = 19{,}41 \ кг/см^3.$$

В виду того, что от C до D вал имеет коническую форму, а значения Θ возрастают пропорционально четвертой степени диаметра, линия значений $\frac{M_b'}{\Theta}$ от c'' до d' имеет слегка криволинейную форму. Однако, с достаточным приближением, можно, как это показано пунктиром, считать соединительную линию $c''d'$ прямой и определять площадь $Cc''d'D$, как трапецию; при этом получится

$$\text{площадь } Cc''d'D = \frac{16{,}61 + 19{,}41}{2} 16{,}5 = 297 \ кг/см^2.$$

Таким же образом поступают в отношении остальных поперечных сечений. Результаты подсчетов сведены в виде следующей таблицы, в которую включены также значения напряжения на изгиб $\sigma_b' = \frac{M_b'}{\Theta} \frac{d}{2}$.

Нанеся на фиг. 4 [1]) значения $\frac{M_b'}{\Theta}$, получаем ломаную линию

$$A c' c'' d' d'' e' f' f'' h' h'' i' i'' k'$$

---

[1]) При этом представляется случай проверить расчет и построение, пользуясь тем, что для цилиндрических участков вала, которые лежат между точками приложения двух соседних сил, т.-е., напр., на фиг. 1 и 4 табл. 25 для участков вала AC и DE, линии значений $\frac{M_b}{\Theta}$ проходят через одну и ту же точку оси, другими словами, что прямые $c'A$ и $e'd''$ пере-

Поперечное сечение у	Диаметр вала	Θ	M_b'	$\frac{M_b'}{\Theta}$	$\sigma_b' = \frac{M_b'}{\Theta}\frac{d}{2}$	Среднее основание частичных площадей	Высота частичных площадей	Величина частичных площадей	Частичная площадь
	см	$см^4$	*кг · см*	$кг/см^3$	$кг/см^2$	$кг/см^3$	*см*	$кг/см^2$	
						21,38	15	321	I
C	15	2 485	106 275	42,77	320				
	19	6 397		16,61					
						18,01	16,5	297	II
D	22	11 499	223 180	19,41	214				
	24	16 286		13,70					
						17,73	18,5	328	III
E	24	16 286	354 250	21,75	261				
						20,78	18,5	384	IV
F	24	16 286	322 530	19,80					
	21	9 547		33,78	354				
						27,94	65	1 816	V
G	21	9 547	211 050	22,11	232				
						15,68	71,5	1 121	VI
H	21	9 547	88 445	9,26					
	20	7 854		11,26	113				
						9,62	15	144	VII
B	20	7 854	62 720	7,99	80				
						6,52	15	98	VIII
J	20	7 854	39 770	5,06					
	19	6 397		6,22	59				
						3,83[1]	20	77[1]	IX
K	19	6 397	9 180[1]	1,44[1]	—				

Отдельные грузовые площади (I до IX) представляют себе сосредоточенными в центрах тяжести их и наносят их последовательно одну за другой, фиг. 5. Приняв за полюс точку O_1 в расстоянии $\frac{1}{\alpha}$, вычерчивают многоугольник сил, а на фиг. 4 — соответствующий ему веревочный многоугольник $A\,1\,2\,3\,4\,5\,6\,7\,B_1$ с замыкающей стороной AB_1. Последняя отсекает на вертикалях, проведенных через точки от *C* до *H*, отрезки, измеряющие прогиб в этих точках осевой линии вала. Углы наклона β_1' и β_2' в подшипниках, которым в многоугольнике сил соответствуют точки L_1 и P_1, получаются, как было указано прежде (том I, стр. 34), если провести в многоугольнике сил, фиг. 5, прямую $O_1J_1 \parallel AB_1$ и из точки J_1 горизонтальную прямую J_1O_2 [2]). Искомые углы будут при этом $L_1O_2J_1$ и $J_1O_2P_1$.

секаются в *A*. Доказательство вытекает из того, что линия моментов для участка вала *AE* представляет собою прямую, ординаты которой пропорционально уменьшены делением на постоянную величину Θ. Точно так же пересекаются в одной точке оси и линии значений $\frac{M_b}{\Theta}$ для частичных площадей IV, V, VI, VII.

[1]) Правильнее было бы, собственно говоря, считать, что участок вала *JK* не деформируется.

[2]) Полюс O_2 можно определить и непосредственно, если принять во внимание, что отрезки L_1J_1 и J_1P_1 представляют реакции опор, которые вызываются расположенными между опорными точками *A* и *B* грузовыми площадями I до VII и могут быть определены расчетом. Однако, предпочтения заслуживает графический способ определения этого полюса.

Если с помощью полюса O_2 построить новый многоугольник сил и соответствующий ему на фиг. 4 веревочный многоугольник $A\,1'\,2'\,3'\,4'\,5'\,6'\,7'\,B\,8'\,9'\,K_1$, то последний будет огибать упругую линию, которая получилась бы при действии одних только вертикальных сил.

2. Определение деформации, вызываемой горизонтальными силами (составляющей давления на кривошип в 7660 *кг*), производится совершенно таким же образом. Реакции опор составляют

в левом подшипнике 1427,5 *кг*
в правом „ —9087,5 *кг*.

Получающиеся значения $\frac{M_b''}{\Theta}$ грузовых площадей и напряжений на изгиб σ_b'' сведены в следующую таблицу. В ней же помещены значения равнодействующих изгибающих напряжений, которые вызываются совместным действием вертикальных и горизонтальных сил, вычисленные по формуле

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_b'^2 + \sigma_b''^2}.$$

Соответствующие диаграммы представлены на фиг. 6 и 7 табл. 25.

Поперечное сечение у	Диаметр вала	Θ	M_b''	$\frac{M_b''}{\Theta}$	$\sigma_b'' = \frac{M_b''}{\Theta}\frac{d}{2}$	$\sigma_b = \sqrt{\sigma_b'^2 + \sigma_b''^2}$	Среднее основание частичных площадей	Высота	Величина	Частичная площадь
	см	$см^4$	*кг . см*	$кг/см^3$	$кг/см^2$	$кг/см^2$	$кг/см^3$	*см*	$кг/см^2$	
							4,31	15	64,6	I
C	15	2 485	21 413	8,62	65	327				
	19	6 397		3,35						
							3,63	16,5	59,9	II
D	22	11 499	44 968	3,91	43	218				
	24	16 286		2,76						
							4,38	37	162,2	III
F	24	16 286	97 787	6,00	108	370				
	21	9 547		10,24						
							15,10	65	981,5	IV
G	21	9 547	190 545	19,96	210	313				
							25,30	71,5	1809	V
	21	9 547		30,65						
H	20	7 854	292 648	37,26	373	390				
							38,63	15	579,5	VI
B	20	7 854	314 061	39,99	400	408				
							32,68	15	490,2	VII
	20	7 854		25,36						
J	19	6 397	199 161	31,13	296	302				
							19,16[1])	20	383,2[1])	VIII
K	19	6 397	45 960[1])	7,19[1])						

3. Равнодействующий прогиб оси вала в каждой точке получается, как гипотенуза прямоугольного треугольника, катетами которого являются ординаты

[1]) См. выноску 1 на стр. 90.

в той же точке упругих линий, полученных на фиг. 4 и 6. Если значения, найденные этим способом, нанести в соответствующих точках как ординаты, то они образуют кривую, изображенную на фиг. 8. Правда, она не дает действительной формы прогнувшейся оси вала, которая должна представлять собою кривую двоякой кривизны, но ее ординаты измеряют прогибы, и она пересекает первоначально прямую ось вала под действительно имеющими место углами наклона β_1 и β_2, а следовательно дает достаточно полное представление о деформации вала [1]).

Прогибы и углы вычерчены на фигурах в сильно искаженном виде. Полюсное расстояние $\frac{1}{\alpha}$ на фиг. 5 и 7 составляет $c = 7{,}33$ *см*, масштаб отрезков, представляющих в силовом многоугольнике частичные площади L_1M_1, выбран:

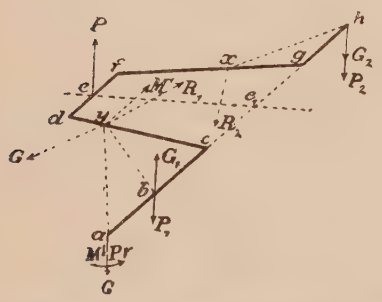
$$1\ см = 600\ кг/см^2.$$

Углы $L_1O_2J_1$ и $J_1O_2P_1$, а также углы наклона на фиг. 8 нужно поэтому умножить на значение $f\,c\,\alpha = 600\,\frac{7{,}33}{2\,200\,000} = 0{,}002$, чтобы получить действительные значения (см. в томе I выноску на стр. 34). Кроме того, ординаты упругих линий нужно увеличить соответственно масштабу чертежа вала $\left(\frac{1}{m} = \frac{1}{15}\right)$; их общий масштаб составляет поэтому $f\,c\,\alpha\,m = 0{,}002 \cdot 15 = 0{,}03$ (см. том I, стр. 34).

Получающиеся таким образом значения прогибов и углов наклона обозначены на фиг. 8.

Мы видим, что точный графический способ дал, по сравнению с приближенным аналитическим расчетом, несколько большие значения углов наклона: 0,00122 против 0,00117 и 0,00144 против 0,00131.

Фиг. 578.



Пример 4. Рассчитать коленчатый вал для вертикальной машины.

Пусть изображенная на фиг. 578 ломаная линия $abcydefxgh$ соответствует геометрическому месту центров всех поперечных сечений вала, опоры которого находятся в точках b и h. В точке a сидит маховик, служащий одновременно ременным шкивом; вес его $G = 900$ *кг*. В точке e приложена сила давления шатуна $P = 1800$ *кг*, обусловленная величиной давления пара на поршень машины. Она дает вертикальную составляющую, величина которой, как показал

[1]) Если требуется исследовать деформации вала для различных положений кривошипа, то можно рекомендовать учитывать влияние переменных сил отдельно от постоянных, т.-е. сначала определять упругую линию, не принимая во внимание силы, действующей на кривошип, затем упругую линию, которая получится, если не учитывать веса маховика, натяжения ремня и т. д., и, наконец, геометрически складывать ту и другую. Определение деформаций, вызываемых переменными по величине и направлению силами, действующими на кривошип, можно упростить, приравняв силу, действующую на кривошип, единице. Найденные значения следует умножать затем на величину сил, действующих на кривошип в каждый отдельный момент; при этом получится кривая, плоскость которой параллельна направлению шатуна. Ее ординаты следует геометрически сложить с ординатами первой упругой линии.

предыдущий пример, отличается от P всего на 2%. Поэтому с достаточной точностью ее можно принять равной P [1]).

Слагающей, вызываемой натяжением ремня, пренебрегаем, вследствие малости ее по сравнению с весом маховика; точно так же пренебрегаем и горизонтальной составляющей силы P и напряжением вала, обусловленным сидящими на нем эксцентриками для движения золотников и питательного насоса.

Машина делает 100 оборотов в минуту, радиус кривошипа равен $r = 250$ *мм*. Вал должен быть изготовлен из литой стали.

В точке a, кроме направленной вертикально вниз силы G, приложен еще обусловленный натяжением ремня и инерцией маховика левый скручивающий момент

$$M' = Pr.$$

В точке опоры b [2]) на вал действует вертикально вверх реакция

$$G_1 = G\frac{\overline{ha}}{\overline{hb}},$$

и вертикально вниз сила

$$P_1 = P\frac{\overline{he_1}}{\overline{hb}}.$$

Следовательно, равнодействующее давление подшипника на вал, направленное вверх, составляет:

$$R_1 = G_1 - P_1 = G\frac{\overline{ha}}{\overline{hb}} - P\frac{\overline{he_1}}{\overline{hb}}.$$

В точке опоры h [2]) равнодействующее, направленное вниз, давление подшипника на вал равно

$$R_2 = G_2 + P_2 = G\frac{\overline{ba}}{\overline{bh}} + P\frac{\overline{be_1}}{\overline{bh}}.$$

Поперечное сечение вала в b определяется моментами

$$M_b = G \cdot \overline{ba}, \qquad M_d = M' = Pr.$$

Перпендикулярное к оси вала поперечное сечение в точке c находится под действием моментов

$$M_b = G \cdot \overline{ca} - R_1 \cdot \overline{cb}, \qquad M_d = M' = Pr.$$

---

[1]) Для строгого расчета следовало бы определять радиальную и тангенциальную составляющие силы шатуна для того положения кривошипа, которое имеет решающее значение для расчета, и затем определять влияние обеих этих составляющих на напряжение вала. Такой расчет приведен в Отделе шестом, В („Кривошипы“) для рассмотренного там кривошипа. В данном случае выбор строгого способа расчета усложнил бы и без того не слишком простую задачу и затруднил бы понимание, в виду чего мы и воздерживаемся от этого метода. Это представляется здесь тем более допустимым, что после проработки предлагаемого примера, а также упомянутой задачи в Отделе шестом, пользование более строгим способом расчета уже не представит затруднений.

[2]) Обычно точки b и h берут посредине длины цапф. Строго говоря, это правильно только для шариковых подшипников; у подшипников скользящего трения точки b и h, вследствие упругости вала, в действительности, лежат ближе к внутренней кромке вкладыша (см. стр. 62 и 72), т.-е. для них обычный способ расчета увеличивает запас прочности и притом в различной степени, в зависимости от упругих свойств вала.

Для поперечного сечения в любой расположенной между c и d точке y получаются, прежде всего, пары сил

$$M_1 = Pr \text{ с осью } yM',$$
$$G \cdot \overline{ay} \quad „ \quad „ \quad yG,$$
$$R_1 \cdot \overline{by} \quad „ \quad „ \quad yR_1.$$

Каждую из этих трех осей пар следует разложить на две составляющих, одна из которых лежит в плоскости рассматриваемого сечения, а другая перпендикулярна к этой плоскости. Таким образом, для данного сечения получаются две равнодействующие оси пар. Одна, расположенная в плоскости сечения, дает изгибающий момент M_b и этим вызывает нормальные напряжения (напряжения изгиба) σ, другая же, расположенная перпендикулярно к сечению, дает скручивающий момент M_d, вызывая этим сдвигающие напряжения τ. Величину σ следует определять согласно сказанному в томе I, п. 2, стр. 24 и сл., тогда как τ определяется, как изложено в томе I, п. 5, стр. 41 и сл. Для определения равнодействующего напряжения следует затем поступить согласно сказанному в томе I, п. 9, стр. 47.

Для точки e моменты, действующие в соответствующем сечении, проще всего получить, рассматривая другую половину вала. При этом для поперечного сечения через e находим [1])

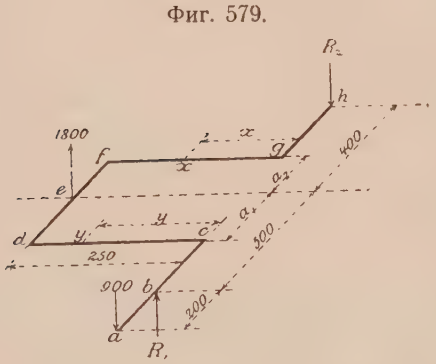
$$M_b = R_2 \cdot \overline{e_1 h}, \qquad M_d = R_2 r.$$

Для любой расположенной между f и g точки x, прежде всего, получается пара сил $R_2 \cdot \overline{hx}$ с осью xR_2, которую следует разложить на две составляющих, из коих одна, расположенная в поперечном сечении, дает момент M_b, а другая, перпендикулярная к этому сечению, момент M_d.

Поперечные сечения, расположенные между h и g, напряжены только на изгиб.

В заключение отметим еще, что для определения M_b и M_d для точки y, вместо участка $abcy$, можно было бы с таким же успехом взять и участок вала $hgfedy$.

Фиг. 579.



Наш числовой пример иллюстрируется фиг. 579. Давления подшипников b и h на вал составляют:

α) при направленном кверху давлении на цапфу кривошипа

$$R_1 = \frac{900 \cdot 110 - 1800 \cdot 40}{90} = 300 \text{ кг},$$
$$R_2 = \frac{900 \cdot 20 + 1800 \cdot 50}{90} = 1200 \text{ кг};$$

β) при направленном книзу давлении на цапфу кривошипа

$$R_1' = \frac{900 \cdot 110 + 1800 \cdot 40}{90} = 1900 \text{ кг},$$
$$R_2' = \frac{900 \cdot 20 - 1800 \cdot 50}{90} = -800 \text{ кг}.$$

[1]) В виду того, что сила P у подшипников скользящего трения приложена не в одной точке, а распределена по длине цапфы, изгибающий момент в действительности меньше вычисленного выше. При взятых в примере длинах цапф этой разницей можно, однако, пренебречь.

Для сечения e, которое представляет собою круг диаметра d_e и которое мы определим прежде всего, наибольшее напряжение дает случай α; оно вызывается моментами

$$M_b = 1200 \cdot 40 \ кг.см,$$
$$M_d = 1200 \cdot 25 \ кг.см,$$

откуда

$$0{,}35 \cdot 1200 \cdot 40 + 0{,}65 \sqrt{(1200 \cdot 40)^2 + (\alpha_o \cdot 1200 \cdot 25)^2} = \frac{b}{10} d_e^3$$

Предполагая такой характер изменений нагрузки, что можно принять:

$$k_b = 500 \ кг/см^2,$$
$$k_d = 400 \ кг/см^2,$$
$$\alpha_o = \frac{500}{1{,}3 \cdot 400} \cong 1,$$

получаем

$$d_e \cong 10 \ см.$$

Длина цапфы при

$$w = 37\,500$$

должна удовлетворять условию

$$l_e \geqq \frac{1800 \cdot 100}{37\,500} = 4{,}8 \ см.$$

Принимая во внимание конструкцию шатуна, назначаем:

$$l_e = 80 \ мм.$$

Произвольная точка x щеки gf испытывает наибольшее напряжение также в случае α. Для нее находим

$$M_b = 1200 \cdot x,$$
$$M_d = 1200\,(40 - a_2).$$

Так как M_d для этой щеки постоянно, то напряжение получается наибольшим в том месте ее, для которого M_b достигает своего максимального значения, т.-е. в данном случае в точке f, следовательно, для $x = 25$. Для приблизительного значения $a_2 = 8 \ см$ находим

$$M_b = 1200 \cdot 25 = 30000 \ кг.см,$$
$$M_d = 1200 \cdot 32 = 38400 \ кг.см.$$

Поперечное сечение щеки представляет собою прямоугольник. Для определения его размеров самый простой путь — задаться поперечным сечением, определить напряжение в нем и проверить его допустимость, как это подробно проделано в Отделе VI, B („Кривошипы“) на примере кривошипа паровой машины.

Размер сечения щеки, параллельный оси вала, принимаем равным 70 *мм*, а перпендикулярный к нему, считаясь с высотой заплечиков цапфы кривошипа, делаем равным 120 *мм* [1]).

[1]) Относительно выбора этого размера см. также сказанное на стр. 98 и сл.

Тогда для этого прямоугольного сечения напряжения

$$\sigma = \frac{30\,000}{\frac{1}{6}\,7 \cdot 12^2} = 179 \text{ кг в точках коротких сторон,}$$

$$\tau = \frac{9}{2}\,\frac{38\,400}{7^2 \cdot 12} = 294 \text{ кг в серединах длинных сторон.}$$

Согласно изложенному в Отделе VI, B („Кривошипы"), достаточно принимать во внимание только большее из этих двух напряжений. Однако, при этом не следует забывать, что, вследствие пренебрежения составляющей, действующей в направлении радиуса кривошипа (см. выноску 1 на стр. 93), а также в виду влияния сдвигающей силы, необходимо соответственно уменьшить величину допускаемого напряжения материала. В данном случае τ не должно значительно превосходить 300 $кг/см^2$. Таким образом, выбранные нами размеры представляются достаточными.

Для точки y щеки cd представляется неясным, в каком из двух случаев — в α или β — напряжение получится бо́льшим.

Случай нагрузки α (P направлено кверху) дает

$$M_b = 1200y + 1800\,(25 - y) = 1800 \cdot 25 - 600y,$$

$$M_d = 1200\,(40 + a_1) - 1800\,a_1 = 1200 \cdot 40 - 600a_1.$$ M_d для всех точек этой щеки постоянно, M_b достигает своего максимального значения $M_b = 1800 \cdot 25 = 45\,000$ при $y = 0$, т.-е. в точке c.

Случай нагрузки β (P направлено книзу) дает при использовании в расчете значений R_1' и R_2',

$$M_b' = 800y + 1800\,(25 - y) = 1800 \cdot 25 - 1000y,$$

$$M_d' = 800\,(40 + a_1) - 1800\,a_1 = 800 \cdot 40 - 1000a_1.$$

M_b' достигает своего максимального значения также для $y = 0$; при этом значении $max\,(M_b') = 45\,000$ $кг.см = max\,(M_b)$, тогда как M_d оказывается больше в случае α. Таким образом, решающее значение имеет нагрузка α, дающая моменты

$$M_b = 1800 \cdot 25 = 45000 \text{ кг.см,}$$

$$M_d = 1200 \cdot 40 - 600 \cdot 8{,}5 = 42\,900 \text{ кг.см,}$$

при чем для a_1 принято приближенно 85 $мм$. Для размеров поперечного сечения мы принимаем значения 80 $мм$ и 120 $мм$. Вследствие этого

$$\sigma = \frac{45\,000}{\frac{1}{6}\,8 \cdot 12^2} = 234 \text{ кг/см}^2 \text{ в точках коротких сторон,}$$

$$\tau = \frac{9}{2}\,\frac{42\,900}{8^2 \cdot 12} = 251 \text{ кг/см}^2 \text{ в серединах длинных сторон;}$$

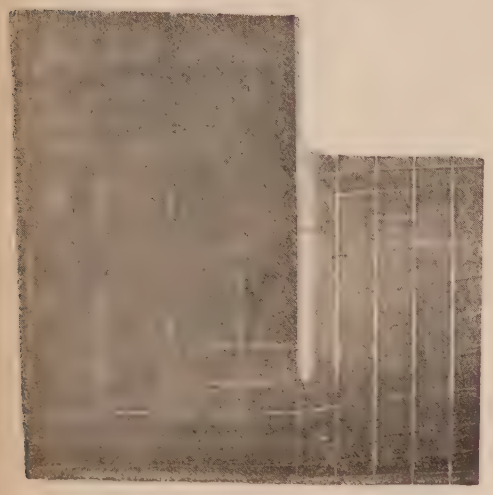
эти напряжения можно считать еще допустимыми.

При толщинах щек 70 и 80 $мм$ и значениях $a_2 = 80$ и $a_1 = 85$ $мм$ мы получаем для расстояния обеих щек приемлемое значение: $80 + 85 - \frac{70 + 80}{2} = 90$ $мм$.

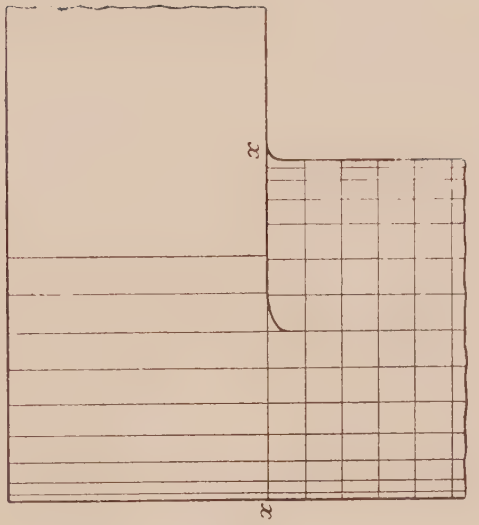
Сечение b определяется моментами

$$M_b = 900 \cdot 20 = 18000 \text{ кг.см,}$$

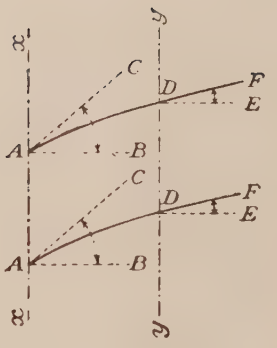
$$M_d = 1800 \cdot 25 = 45000 \text{ кг.см}^2.$$



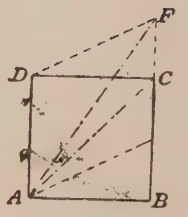
Фиг. 585.



Фиг. 582.

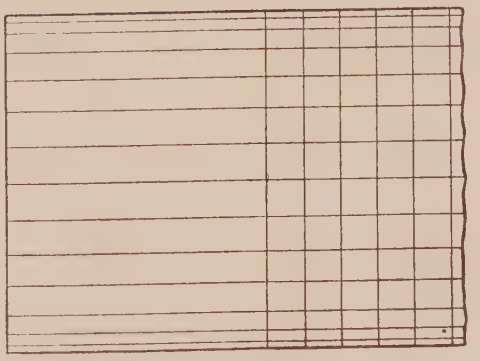


Фиг 587

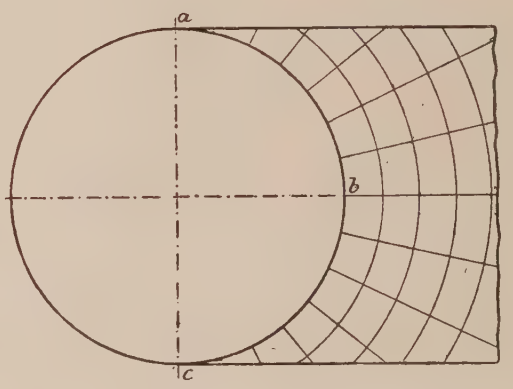


Фиг. 588.

Фиг. 586.



Фиг. 583



Фиг. 584.

Отсюда:

$$0{,}35 \cdot 900 \cdot 20 + 0{,}65 \sqrt{(900 \cdot 20)^2 + (1800 \cdot 25)^2} = 50\, d_b^3,$$

$$d_b \cong 9 \text{ см}$$

и длина подшипника при $w = 15000$

$$l_b \geqq \frac{1900 \cdot 100}{15\,000} = 12{,}7 \text{ см}.$$

В виду сильной изменяемости реакции в b ($R_1 = 300$ кг и $R_1' = 1900$ кг), можно было бы взять w немного больше, чем 15 000.

Примем

$$l_b = 130 \text{ мм},$$

чему соответствует удельное давление

$$k = \frac{1900}{13 \cdot 9} = 16{,}2 \text{ кг/см}^2.$$

Круглое поперечное сечение в том месте, где часть вала ac примыкает к щеке cd (см. также фиг. 1 табл. 26), испытывает — в случае нагрузки α — напряжение, обусловленное моментами

$$M_b = 900\ (20 + 50 - 8{,}5 - 4) - 300\ (50 - 8{,}5 - 4) =$$
$$= 900 \cdot 57{,}5 - 300 \cdot 37{,}5 = 40500 \text{ кг·см},$$
$$M_d = 1\,800 \cdot 25 = 45000 \text{ кг·см}$$

и

$$0{,}35 \cdot 40\,500 + 0{,}65 \sqrt{40\,500^2 + 45\,000^2} = 50\, d_c^3,$$

$$d_c = 10{,}2 \text{ см}.$$

Отсюда следует, что участок вала bc с того места, где он выходит из подшипника b, следовало бы делать коническим: его толщина должна была бы возрастать от 90 мм у b до 102 мм у c. Мы предпочитаем выполнить его цилиндрическим, с диаметром 102 мм.

Для шипа h примем размеры, которые дают в нем приблизительно такое же удельное давление, какое наблюдается в переднем подшипнике. Модели, имеющиеся в наличии и пригодные для этой цели, дают $l_h = 120$ мм, $d_h = 60$ мм, чему соответствует значение

$$k = \frac{1200}{12 \cdot 6} = 16{,}7 \text{ кг/см}^2.$$

При этом удовлетворяются условия

$$l_h \geqq \frac{1200 \cdot 100}{15\,000} = 8 \text{ см},$$

$$d_h \geqq \sqrt[3]{\frac{1200 \cdot 6}{50}} = 5{,}3 \text{ см}.$$

Диаметр участка вала gh там, где он примыкает к задней щеке кривошипа, получается из уравнения

$$1200\ (40 - 8 - 3{,}5) = 1200 \cdot 28{,}5 = 50\, d^3,$$

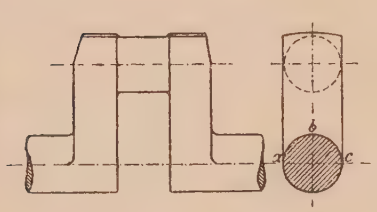
$$d = 8{,}9 \cong 9 \text{ см}.$$

Таким образом, вал, изображенный на фиг. 1 табл. 26, определен в своих важнейших размерах.

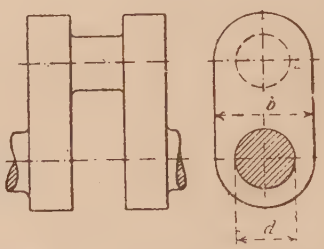
При проектировании коленчатых валов следует обратить внимание на то, что оси отдельных геометрических тел, из которых состоит вал, претерпевают резкие изменения направления (большей частью на 90°). Поэтому при определении формы таких валов особое значение приобретает передача силы: от шейки кривошипа к его щеке, от щеки к валу и обратно, т.-е. от вала к щеке и от щеки к шейке. При этом, помимо перерезывающих усилий, следует учитывать и передаваемые скручивающие и изгибающие моменты.

Конструкцию, подобную изображенной на фиг. 580, в которой ширина щек равна диаметру вала или лишь немногим больше ее, следует признать неправильной.

Фиг. 580.



Фиг. 581.



Такие коленчатые валы легко ломаются, как это случилось, например, с валом английского парохода „Крокодил“ (Z. d. V. d. I., 1891, стр. 319) *). Передача всего скручивающего момента от щеки колена к валу здесь происходит, главным образом, только через половину окружности abc; вследствие этого при передаче полного усилия в этом месте должны развиваться чрезвычайно высокие напряжения, которые при наличии пороков металла легко могут привести к поломке. Делая ширину щеки b больше d, как показано на фиг. 581, можно полнее использовать сечение вала для передачи усилия и тем значительно уменьшить напряжение материала по сравнению с конструкцией по фиг. 580.

*) Фотография коленчатого вала (20-сильного газового двигателя), главной причиной поломки которого был неудачный выбор размеров плеч колена (слишком малая ширина сравнительно с диаметром примыкающей части вала), приведена в книге „Двигатели внутреннего сгорания“ Гюльднера (1916), стр. 205. Фотография показывает, что излом произошел по полуокружности примыкания плеча к шейке вала (abc на фиг. 580). Излому особенно способствовал и резкий переход — под прямым углом — от боковой плоскости плеча к цилиндрической поверхности вала.

Для выбора размеров плеч колен Гюльднер рекомендует пользоваться следующими соотношениями:

1. Ширина плеч (перпендикулярно оси вала) $h = 1\frac{1}{4}\,d$ до $1\frac{1}{3}\,d$.
2. Толщина плеч (параллельно оси вала) b:
   a. для машин с маховиком на весу
   $$b \geqq 0{,}75\ d,$$
   b. для валов с выносным подшипником, если расстояние между подшипниками не слишком велико
   $$b \geqq 0{,}6\ d.$$

Чтобы не увеличивать стоимости поковки валов выбором чрезмерно малой толщины плеч и соответственно большой ширины, следует избегать слишком тонких колен, т.-е. должно быть

$$h : b \leqq 2{,}2 \text{ до } 2{,}5.$$

Аналитическим исследованием вопроса о вредном влиянии на прочность валов резких изменений сечений в местах переходов занимался Фёппль (см. Z. d. V. d. I., 1906, стр. 1032 и сл.) и др. [*Ред.*].

Аналитическое исследование неравномерности распределения напряжений на скручивание в случае конструкции по фиг. 580 встречает непреодолимые трудности. Чтобы дать все же наглядное представление об этой неравномерности, автор уже много лет назад предложил метод, который будет здесь вкратце описан, так как применение его и в других случаях может оказаться полезным для лучшего уяснения тех или иных явлений.

Из гартблея изготовляется опытная модель, фиг. 582 до 584 таблицы IX в тексте (щека колена с частью примыкающего вала). На этой модели проводят взаимно-пересекающиеся под прямыми углами две системы линий, как это показано на фиг. 582 и 583 и как это много раз делалось с опытными моделями, рассмотренными в E. u. F. (см. в особенности таблицы, относящиеся к §§ 32 — 34). Следовательно, на поверхности цилиндра, представляющего вал, образуется сетка квадратов. Под действием скручивающего момента эти квадраты деформируются в ромбы.

При этом первоначально прямые углы изменяются на величину угла сдвига, т.-е. угловое изменение их в дуговых мерах составляет

$$\gamma = \beta \tau,$$

где β — коэффициент сдвига материала, а τ — соответствующее γ напряжение сдвига (см. том I, стр. 41 и выноску на той же странице). Это напряжение возрастает, следовательно, пропорционально γ и оказывается тем более значительным, чем больше изменение первоначально прямого угла.

Фотографии, фиг. 585 и 586 таблицы IX в тексте, представляют вид опытных моделей *после* скручивания. По ним ясно видно, что эти угловые изменения там, где цилиндр (вал) *непосредственно* примыкает к щеке колена (фиг. 585), т.-е. на половине периметра, соответствующего дуге *abc*, фиг. 580 и 584, оказываются значительно большими, чем на другой половине периметра цилиндра (фиг. 586). С тою степенью точности, которая присуща определению этих угловых изменений — с одной стороны и закону пропорциональности между деформациями и напряжениями для данного материала — с другой, можно установить соотношение между напряжениями той и другой половины периметра и тем самым определить относительную разность между ними. При этом следует не забывать того, что эти угловые изменения имеют, вообще говоря, различную величину, как это и видно на фиг. 585. Там, где вал непосредственно примыкает к щеке колена, угловое изменение имеет наибольшую величину (примерно по фиг. 587 таблицы IX в тексте, где деформации представлены в преувеличенном масштабе); и действительно, в этом месте получается самое значительное напряжение материала. В сечении *xx*, фиг. 587, напряжение измеряется углом BAC, а в сечении *yy* — углом EDF. Кроме того, в сечении *xx* цилиндра (вала), фиг. 582, на части *a b c*, фиг. 584, это напряжение возрастает от *a* к *b* и от *c* к *b*, так что в точке *b* оно больше всего.

Этот способ, как уже указано выше, пригоден для уяснения тех или иных явлений в случаях, трудно или совсем не поддающихся расчету. Поэтому, ссылаясь на фиг. 588 таблицы IX в тексте, изображающую переход квадрата в ромб, напомним еще о том, что величина сдвига равна

$$\gamma = \frac{\overline{CF}}{\overline{CD}},$$

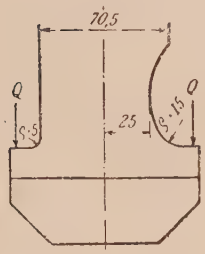
и что в направлении диагонали ей соответствует наибольшее удлинение

$$\varepsilon = \frac{\overline{AF} - \overline{AC}}{\overline{AC}} = \frac{\gamma}{2}$$

(подробнее см. E. u. F., §§ 28 — 31).

Для уяснения влияния характера постепенности изменения формы на прочность было произведено, между прочим, следующее испытание на разрыв.

Фиг. 589.



Две чугунных отливки по фиг. 589,

a. одна, выполненная, как изображено на левой половине чертежа, с радиусом закругления $\rho = 5$ *мм*,

b. другая, выполненная, как изображено справа, с радиусом закругления $\rho = 15$ *мм*,

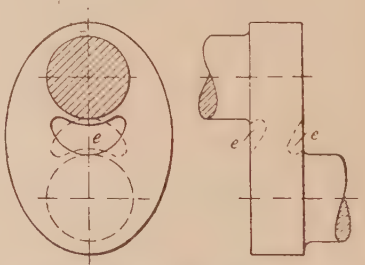
обе — из одного и того же материала и одинаково обработанные, сломались при нагрузке, которая составляла

в случае a = 39 250 *кг*,
в случае b = 47 550 *кг*.

Итак, во втором случае нагрузка оказалась на 21% больше, несмотря на то, что призматическая часть была при этом на $70{,}5 - 50 \cong 20$ *мм* тоньше, чем в первом случае. (Подробнее см. E. u. F., 8-ое изд., стр. 572). Разгружая волокна, наиболее нагруженные вследствие внезапного изменения направления оси стержня на 90° (в случае a) и придавая телу форму, обеспечивающую постепенную передачу усилия, мы повышаем его сопротивление, несмотря на меньшую затрату материала.

Этого можно достигнуть, придавая тем местам кривошипного вала, которые, вообще говоря, нагружены сильнее всего, более эластичную форму, поскольку это допустимо по конструктивным соображениям. На этой мысли основаны конструкции Клозе (Klose, герм. пат. № 143 574 от 2/X 1902 г.) и Фремона (Frémont, герм. пат. № 166 666 от 9/II 1905 г.). Первый снабжает щеки кривошипа более или менее глубокими фрезерованными выемками (см. фиг. 590), которые иногда, при очень широких щеках, могут иметь форму сквозных окон. Фремон точно так же делает в щеке кривошипа отверстие между обеими цапфами, но, кроме того, придает остающимся краям, которые должны теперь передавать усилия и моменты, такую форму, чтобы они работали приблизительно как тело равного сопротивления. По поводу идеи Фремона следует заметить, что такая форма, которая превращает кривошип в пружину, не может быть названа рациональной. Более новые конструкции с выемкой исходят только из стремления достигнуть возможно более непрерывной передачи силы.

Фиг. 590.



На фиг. 1 табл. 29 и 30 представлены две конструкции фирмы Фридр. Крупп, в Эссене, с кривошипами, щеки которых снабжены отверстиями. Фиг. 1 табл. 29 изображает паровозную коленчатую ось из никкелевой стали, а фиг. 1 табл. 30 — вал (из мартеновской стали) машины колесного парохода.

Другие коленчатые валы с 2 и 3 коленами представлены на табл. 27, 29 и 30. Подробности о них приведены в главе „Кривошипы“ Отдела шестого, а также и в других местах в дальнейшем.

Данные о весьма крупных и тяжелых коленчатых валах приведены в томе I, стр. 129 и 130. Такие валы высверливаются для проверки доброкачественности материала.

Методы определения деформации коленчатых валов, а также — расчета прямых и коленчатых многоопорных валов изложены ниже.

g. *Расчет коленчатых валов, покоящихся на двух опорах, а также прямых и коленчатых валов с числом опор, более двух, по способу Пфлейдерера* [1]).

Щеки коленчатых валов обладают бóльшей податливостью, чем это обычно думают, и поэтому они благоприятствуют большим прогибам и деформациям углов, при чем граница допускаемых напряжений материала не бывает обязательно превзойдена. Такие щеки действуют, как упругие элементы, включенные в состав вала. Поэтому при определении размеров таких валов следует связывать их условием, чтобы деформация не превосходила допустимой величины [2]). Определение прогибов совершенно необходимо при более точном исследовании валов, покоящихся на трех или более опорах, так как эти валы представляют собой статически неопределимые системы и, следовательно, общие условия равновесия (равенство нулю сумм параллельных сил и суммы моментов) для них недостаточны. (См. ниже, стр. 110 и сл.).

Когда дело касается крупных валов, имеющих — как это обычно бывает — не везде одинаковый диаметр, аналитический расчет (если только не делать упрощающих допущений, которые влияют на точность результата или вообще сообщают ему сомнительную ценность) приводит к сложным уравнениям. Поэтому в таких случаях заслуживает предпочтения графический метод расчета, изложенный для прямого вала в томе I на стр. 35 и сл. У коленчатых валов, необходимо учитывать при этом деформации, обусловленные щеками колена. Это может быть довольно просто достигнуто на основании следующих соображений.

α. Внешние силы действуют в плоскости щек колена (фиг. 591).

В основу расчета положим простой коленчатый вал на двух опорах (фиг. 1 табл. 26), напряжения которого были рассмотрены на стр. 92 и сл.

Каждая щека колена нагружена постоянным изгибающим моментом и искривлена по дуге радиуса $\rho = \frac{\Theta_k}{\varkappa M_k}$ [ур. (18), том I, стр. 27], где индекс k показывает,

---

[1]) Из опубликованных более новых работ, посвященных указанным в заголовке задачам, назовем следующие:

Энслин (Ensslin), „Mehrmals gelagerte Kurbelwellen mit einfacher und doppelter Kröpfung", Stuttgart, 1902. Энслин определяет деформацию и напряжения многоопорных коленчатых валов чисто аналитически. Исходя из уравнения упругой линии, он определяет деформации, вызываемые каждой силой в отдельности, и находит общую деформацию, как равнодействующую отдельных влияний.

Дуффинг (Duffing), „Beitrag zur Bestimmung der Formänderung gekröpfter Kurbelwellen", Berlin, 1906. Дуффинг выводит общие уравнения для определения деформаций вала и приходит при этом к расчетам, далеко выходящим за пределы обычной практики инженеров.

[2]) Эту точку зрения надлежит иметь в виду при оценке различных конструкций, как. напр., упомянутых на стр. 100 систем Фремона и Клозе.

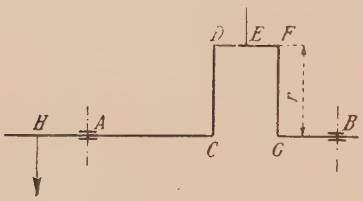
что Θ и M относятся к щеке колена. Примыкающий участок вала получает наклон (см. фиг. 592) на соответствующий угол

$$\varphi = \frac{r}{\rho},$$

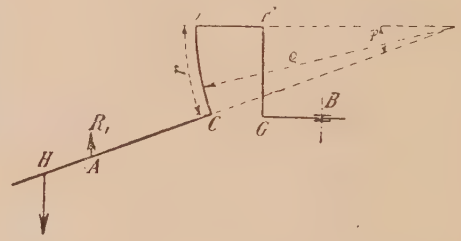
если считать, что первоначально прямые углы, образуемые щекой колена с шейкой и с валом, не деформируются. Исключая ρ из обоих уравнений, получаем

$$\varphi = \frac{r}{\rho} = r\alpha\frac{M_k}{\Theta_k}. \qquad (460)$$

Фиг. 591.

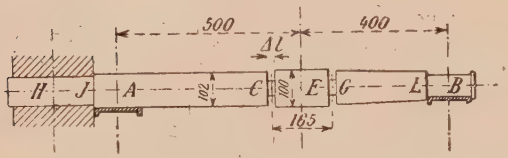


Фиг. 592.



Такой же наклон этого участка вала мог бы получиться и при прямом вале, если бы вместо каждой щеки колена в вал была включена часть соответствующей податливости. Такая замена показана на фиг. 593. Вал по фиг. 593 можно представить себе, как полученный из коленчатого вала по фиг. 1 табл. 26 таким образом, что шейка колена передвинулась и стала одноосной с валом, а каждая щека была заменена упругим куском (у C и G, фиг. 593). Пусть каждый из этих кусков имеет длину Δl и момент инерции Θ_1. Тогда угловое изменение, вызываемое моментом M_k у C (фиг. 593), составит

Фиг. 593.



$$\varphi_1 = \alpha\frac{M_k}{\Theta_1}\Delta l \ ^{1}).$$

Чтобы φ_1 было равно φ, необходимо соблюдение условия

$$r\alpha\frac{M_k}{\Theta_k} = \alpha\frac{M_k}{\Theta_1}\Delta l,$$

откуда:

$$\Theta_1 = \frac{\Delta l}{r}\Theta_k. \qquad (461)$$

Если величина момента инерции податливых вставных кусков удовлетворяет этому условию, то прямой вал по фиг. 593 испытает такую же точно деформацию, как и

---

[1]) Вообще говоря (см. том I, ур. (18) на стр. 27)

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \alpha\frac{M_k}{\Theta_1},$$

откуда:

$$\varphi_1 = \frac{dy}{dx} = \alpha\int_0^{\Delta l}\frac{M_k}{\Theta_1}dx = \alpha\frac{M_k}{\Theta_1}\Delta l.$$

коленчатый вал по фиг. 1 табл. 26. Таким образом, последний можно заменить первым, после чего в отношении его возможно применять способ расчета Мора (том I, стр. 35 и сл.).

Для построения кривой значений $\frac{M_b}{\Theta}$ имеем для точки C (фиг. 593) равенство $\frac{M_b}{\Theta} = \frac{M_k}{\Theta_1}$.

Следовательно, ур. (461) принимает форму

$$\frac{M_b}{\Theta} = \frac{M_k}{\Theta_k} \frac{r}{\Delta l},$$

откуда величина грузовой площади f над Δl получается равной

$$f = \frac{M_b}{\Theta} \Delta l = \frac{M_k}{\Theta_k} r. \qquad (462)$$

Таким образом, эта площадь не зависит от Δl и равна той площади, которая получилась бы при построении на щеке длиною r площади значений $\frac{M_k}{\Theta_k}$. Величину Δl целесообразно представлять себе бесконечно малой, отчего $\frac{M_b}{\Theta}$ становится бесконечно большим, а площадь f суживается в проходящую через C вертикаль и, таким образом, при вычерчивании силового и веревочного многоугольников должна быть рассматриваема как сосредоточенная сила, приложенная посредине щеки колена.

Пример. Требуется определить деформацию коленчатого вала по фиг. 1 табл. 26 для нижнего мертвого положения.

Давления в левой и правой опорах определены на стр. 94 и равны соответственно

$$R_1 = 300 \text{ кг}, \qquad R_2 = 1200 \text{ кг}.$$

По способу, применяемому в отношении прямых валов (том I, стр. 33 и том II, стр. 187 и сл.), определяют прежде всего значения $\frac{M_b}{\Theta}$. Для обоих сечений у J в левой опоре находим:

$$M_b = 900 \cdot 13{,}5 = 12150 \text{ кг. см},$$

$$\Theta = \frac{\pi}{64} 8^4 = 201{,}1 \text{ см}^4 \text{ и } \Theta = \frac{\pi}{64} 10{,}2^4 = 531{,}3 \text{ см}^4,$$

$$\frac{M_b}{\Theta} = 60{,}42 \text{ кг/см}^2 \text{ и } \frac{M_b}{\Theta} = 22{,}87 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, на фиг. 2

$$Ji' = 60{,}42 \text{ кг/см}^3, \; Ji'' = 22{,}87 \text{ кг/см}^3.$$

Площадь $HJi' = \frac{13{,}5 \cdot 60{,}42}{2} = 407{,}8 \text{ кг/см}^2$,

и т. д., по способу, подробно описанному раньше, до точки C [1]), в которой действует момент

$$M_b = 900 \cdot 61{,}5 - 300 \cdot 41{,}5 = 42\,900 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

[1]) Вал следует представлять себе идущим до середины щеки колена, а щеку—идущей от середины вала до середины цапфы кривошипа. Другое исходное допущение, при котором углы представляются несколько более жесткими, а деформации поэтому получаются мень-

Здесь следует принять во внимание эластичность щеки колена, введя в расчет бесконечно-узкую площадь, соответственно — сосредоточенную нагрузку, величина которой [см. ур. (462)]

$$f = \frac{M_k}{\Theta_k} r = \frac{42\,900}{\frac{1}{12} 12 \cdot 8^3} 25 = 2094{,}7 \ кг/см^2.$$

Для передвинутого в точку C сечения шейки D (фиг. 1) имеем:

$$M_b = M_k = 42\,900 \ кг.см; \ \Theta = \frac{\pi}{64} 10^4 = 490{,}9 \ см^4$$

$$\frac{M_b}{\Theta} = \frac{42\,900}{490{,}9} = 87{,}39 \ кг/см^3.$$

Следовательно, на фиг. 2

$$\overline{Dd'} = 87{,}39 \ кг/см^3.$$

Точно так же для дальнейших сечений шейки E и F получаем:

$$\overline{Ee'} = \frac{900 \cdot 70 - 300 \cdot 50}{490{,}9} = \frac{48\,000}{490{,}9} = 97{,}78 \ кг/см^3.$$

Площадь $Dd'e'E = 8{,}5 \frac{87{,}39 + 97{,}78}{2} = 787 \ кг/см^2.$

$$\overline{Ff'} = \frac{1200 \cdot 32}{490{,}9} = \frac{38\,400}{490{,}9} = 78{,}22 \ кг/см^3.$$

Площадь $Ee'f'F = 8 \frac{97{,}78 + 78{,}22}{2} = 704 \ кг/см^2.$

Влияние податливости правой щеки колена учитывается, по ур. (462), площадью

$$f_1 = \frac{38\,400}{\frac{1}{12} 12 \cdot 7^3} 25 = 2798{,}8 \ кг/см^2,$$

которую следует представлять себе в виде сосредоточенной нагрузки, приложенной в середине отрезка FG правой щеки колена.

Для правой части вала GB расчет ведется так же, как и для участка, расположенного слева от колена. Величины, необходимые для исследования, включая изгибающие напряжения, сведены в следующую таблицу.

шими, делает, на основании опытов, Э. Мейер (E. Meyer) в своей работе: „Über den Einfluss von Kröpfungsecken auf die Formänderung von gekröpften Kurbelwellen". Z. d. V. d. I., 1909, стр. 295. См. также работу Дайбера (Daiber), „Die Formänderung rechter Winkel". диссертация, Штуттгарт, 1909.

[Мейер на основании измерений деформаций трех одноколенчатых валов с диаметрами цапфы кривошипа 50 *мм*, 70,8 *мм* и 98 *мм* нашел, что длины m — части цапфы кривошипа и n — части оси щеки колена, не принимающие участия в деформациях, составляют:

$$m = \frac{b}{3}, \ n = \frac{d}{8},$$

где b ширина щеки, а d диаметр цапфы кривошипа. Дуффинг (Duffing) дает для m то же значение, для $n = \frac{d}{4}$, а Энслин (Ensslin) $m = \frac{b}{2}$ и $n = \frac{3d}{8}$. Таким образом, зависимости Мейера приписывают углам колена меньшую жесткость, чем формулы Дуффинга и особенно Энслина. При точном расчете целесообразнее пользоваться значениями m и n, найденными Мейером. *Ред.*].

Поперечн. сечение (фиг. 1 и 2 табл. 26) у	Диаметр вала	Θ	M_b	$\frac{M_b}{\Theta}$	$\sigma_b = \frac{M_b}{\Theta} e$	Среднее основание частичных площадей	Высота частичных площадей	Величина частичных площадей	Частичная площадь
	см	*см*^{4}	*кг. см*	*кг/см*^{3}	*кг/см*^{2}	*кг/см*^{3}	*см*	*кг/см*^{2}	
						30,21	13,5	407,8	I
	8	201,1		60,42	242				
J			12 150						
	10,2	531,3		22,87					
						28,37	6,5	184,4	II
A	10,2	531,3	18 000	33,88	173				
						57,31	41,5	2378,4	III
C	10,2	531,3		80,745	412				
		$\frac{1}{12}12 \cdot 8^3$	42 900	83,79	335	83,79	25	2094,7	*f*
D	10	490,9		87,39	437				
						92,59	8,5	787,0	IV
E	10	490,9	48 000	97,78	489				
						88,00	8	704,0	V
F	10	490,9		78,22	391				
		$\frac{1}{12}12 \cdot 7^3$	38 400	111,95	392	111,95	25	2798,8	f_1
G	9	322,1		119,22	536				
						100,01	14,75	1475,1	VI
K	8,5	256,2	20 700	80,80	343				
						58,30	11,25	655,9	VII
L	8	201,1	7 200	35,80					
	6	63,6		113,19	340				
						56,60	6	339,6	VIII

Далее, по способу, описанному применительно к прямым валам (том I, стр. 35 и сл. и том II, стр. 88), вычерчивают, как это показано на фиг. 3 табл. 26, многоугольник сил с полюсом O_1 в расстоянии $\frac{1}{\alpha}$, а затем изображенный на фиг. 2 веревочный многоугольник $Ac_2g_2B_1$. Последний дает прогибы вала. Если в силовом многоугольнике провести прямую $O_1J_1 \parallel AB_1$ и принять на горизонтали, проходящей через J_1, новый полюс O_2 на том же расстоянии $\frac{1}{\alpha}$, то углы $P_1O_2J_1$ и $J_1O_2M_1$ укажут наклон упругой линии в местах опоры (см. том I, стр. 34, и том II, стр. 90). Приняв за полюс O_2, получаем на фиг. 2 веревочный многоугольник Ac_3g_3B с горизонтальной замыкающей стороной, огибающий упругую линию. Нанесенные значения прогибов и углов наклона ясно показывают, что деформация этого вала далеко превышает обычно допускаемую величину.

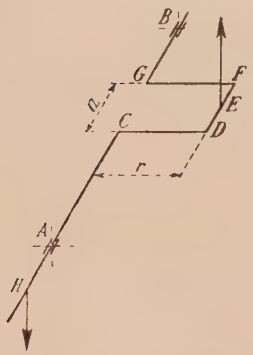
Так как на фиг. 2 линии Cc' и Gg' представляют собой не только границы между площадями III и IV, соотв. V и VI, но и грузовые линии бесконечномалых площадей f и f_1, то на каждой из них должны лежать как точка касания упругой линии, так и одна из вершин веревочного многоугольника. Веревочные

кривые $Ac_2g_2B_1$ и Ac_3g_3B должны, таким образом, как это и видно из чертежа, иметь у c_2, g_2, соотв. c_3, g_3 углы, а участок кривой c_3g_3, представляющий упругую кривую цапфы кривошипа, путем параллельного перемещения на величину радиуса колена может быть приведен в соответствующее ему правильное положение c_4g_4.

3. Внешние силы действуют перпендикулярно к плоскости обеих щек колена (фиг. 594).

Вал, шейка кривошипа и обе щеки — если исключить пока из рассмотрения участок вала BG — подвержены действию моментов двоякого рода, действующих в различно направленных плоскостях: в плоскостях, перпендикулярных к оси вала и к плоскости колена, и в плоскостях, параллельных оси вала и перпендикулярных к плоскости колена.

Фиг. 594.



Моменты последнего рода вызывают в щеках колена скручивающие напряжения (см. том I, стр. 41) и производят такую их деформацию, которая на длине r щеки определяется углом $\varphi = r\vartheta$ [относительно величины ϑ см. ур. (74), том I, стр. 43]. Это вызывает наклон примыкающих прямых участков вала по отношению к цапфе кривошипа, который наблюдается, впрочем, и у прямого вала, если участок DF перенести в CG и, вместо щек, включить в вал у C и G короткие участки соответствующей эластичности (см. фиг. 593). Если длина этих вставных кусков будет Δl, а их момент инерции Θ_1, то действие момента M_k вызывает наклон прямых участков вала на угол

$$\varphi_1 = \alpha \frac{M_k}{\Theta_1} \Delta l.$$

Если углы φ и φ_1 равны, то должно удовлетворяться уравнение

$$\alpha \frac{M_k}{\Theta_1} \Delta l = r\vartheta$$

или

$$\frac{M_k}{\Theta_1} \Delta l = \frac{\vartheta}{\alpha} r. \qquad (463)$$

В этой формуле, при пользовании графическим способом, $\frac{M_k}{\Theta_1} \Delta l$ представляет величину площади значений $\frac{M_b}{\Theta}$, которая должна быть построена над эластичным участком вала, при чем эту площадь следует представлять себе, как сосредоточенную нагрузку, приложенную к середине щек колена. Она равна площади, ограниченной кривой значений $\frac{\vartheta}{\alpha}$ на длине r, соответствующей длине щеки.

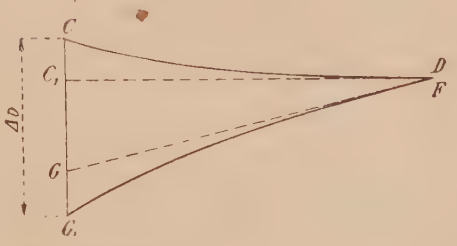
Моменты, действующие в плоскостях, перпендикулярных к оси вала, вызывают в участке вала HC и шейке DF скручивающие напряжения, а в щеках колена — напряжения изгиба. Скручивание участка вала HC не оказывает влияния на форму упругой линии. Напротив, скручивание цапфы кривошипа и изгиб щек приводят к тому, что участки HC и GB выходят из первоначальной плоскости

колена, при чем их оси удаляются одна от другой. Величину этого изменения обозначим через Δv (см. фиг. 595). Вместе с тем меняются и углы наклона упругой линии в опорах на известную, хотя сравнительно и малую, величину. Прогибы CC_1 и GG_1 щек колена (фиг. 595) можно определить графически по способу, описанному в томе I на стр. 36 и сл. Необходимо еще учесть происходящую от скручивания шейки часть прогиба C_1G. Для этого можно воспользоваться теми соображениями, которые привели выше к ур. (463), и представить себе, что в середине D шейки колена (фиг. 595) приложена площадь (которую мы рассматриваем, как сосредоточенную силу)

$$f_1 = \frac{\vartheta}{\alpha} a, \qquad (464)$$

где a обозначает расстояние между серединами щек колена (см. выноску на стр. 103).

Фиг. 595.



Пример. Исследуем рассмотренный в предыдущем примере (стр. 103) коленчатый вал, фиг. 1 табл. 26, при горизонтальном положении колена (см. фиг. 594) и при направленном вверх давлении шатуна в 1800 *кг*.

Поступаем вначале так же, как описано под лит. α. Так как внешние силы остаются те же, то и линия значений $\frac{M_b}{\Theta}$ остается без изменения, такой же, как она нанесена на фиг. 2 табл. 26, до точки C.

В этой точке следует учесть скручивание левой щеки колена, путем построения площади $\frac{\vartheta}{\alpha} r$ в виде сосредоточенной силы [см. ур. (463) и ур. (74), том I, стр. 43]:

$$\frac{\vartheta}{\alpha} r = 3{,}6 \cdot 42\,900 \cdot \frac{8^2 + 12^2}{8^3 \cdot 12^3} \frac{2\,200\,000}{850\,000} 25 = 2351 \ кг/см^2,$$

если в ур. (74) принять $\psi_0 = 3{,}6$. Аналогично учитывается в точке G скручивание правой щеки колена построением нагрузки, равной

$$\frac{\vartheta_1}{\alpha} r = 3{,}6 \cdot 38\,400 \frac{7^2 + 12^2}{7^3 \cdot 12^3} \frac{2\,200\,000}{850\,000} 25 = 2914{,}7 \ кг/см^2.$$

Все прочие величины, необходимые для построения кривой значений $\frac{M_b}{\Theta}$ остаются те же, что и в случае α (см. таблицу на стр. 105).

По этим данным построены на фиг. 5 табл. 26 многоугольник сил с полюсом O_1, а на фиг. 4 — веревочный многоугольник $Ac_2g_2B_1$.

Этот веревочный многоугольник еще не учитывает влияния моментов, действующих в плоскостях, перпендикулярных к оси вала и вызывающих выход вала из первоначальной плоскости щек колена на величину Δv.

Для определения Δv на фиг. 6 табл. 26 над средней линией CD колена вычерчиваются линии значений $\frac{M_b}{\Theta}$ для обеих щек.

Для точки F правой щеки (фиг. 1) получается

$$M_b = R_2 \cdot r = 1200 \cdot 25 = 30\,000 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

$$\frac{M_b}{\Theta} = \frac{30\,000}{\frac{1}{12} 7 \cdot 12^3} = 29{,}76 \text{ кг/см}^3 = \overline{DN} \text{ на фиг. 6,}$$

так же для точки D левой щеки, при $M_b = 30\,000$ кг . см,

$$\frac{M_b}{\Theta} = \frac{30\,000}{\frac{1}{12} 8 \cdot 12^3} = 26{,}04 \text{ кг/см}^3 = \overline{DL} \text{ на фиг. 6,}$$

и для точки C левой щеки, при $M_b = 1800 \cdot 25 = 45\,000$ кг . см,

$$\frac{M_b}{\Theta} = \frac{45\,000}{\frac{1}{12} 8 \cdot 12^3} = 39{,}06 \text{ кг/см}^3 = \overline{CM} \text{ на фиг. 6.}$$

Величины f_2 и f_3 площадей, построенных над обоими плечами (на фиг. 6 треугольник CDN и трапеция $CDLM$), составляют

$$f_2 = \frac{29{,}76}{2} 25 = 372{,}0 \text{ кг/см}^2,$$

$$f_3 = \frac{26{,}04 + 39{,}06}{2} 25 = 813{,}8 \text{ кг/см}^2,$$

при чем их следует представлять себе сосредоточенными на вертикалях $S_2 2$, соотв. $S_3 3$, проходящих через центры тяжести этих площадей.

Величину смещения, вызываемого скручиванием цапфы кривошипа, можно учесть, согласно ур. (464), определяя

$$f' = \frac{\vartheta}{\alpha_e} a = \frac{32}{\pi} \frac{30\,000}{10^4} \frac{2\,200\,000}{850\,000} 16{,}5 = 1305{,}9 \text{ кг/см}^2.$$

Далее, как показано на фиг. 7, откладывают один над другим соответствующие значениям f_2, f' и f_3 отрезки OP, PQ, QR, выбирают полюс O_3 в расстоянии $\frac{1}{\alpha}$ на проходящей через Q горизонтали и вычерчивают многоугольник сил, а затем — соответствующий ему веревочный многоугольник $T3D2U$ (фиг. 6), в котором $T3 \parallel O_3R$, $3D \parallel O_3Q$, $D2 \parallel O_3P$, $2U \parallel O_3O$. Отрезок TU представляет собой искомое смещение Δv. Оно слагается из прогибов TC и UV щек колена и из деформации VC, обусловленной скручиванием шейки. На эту величину Δv следовало бы передвинуть часть g_2B_1 веревочного многоугольника $Ac_2g_2B_1$ на фиг. 4, и притом — вниз, так как реакция в правой опоре направлена книзу. Однако, достаточно определить конечную точку B_2 новой замыкающей стороны AB_2 веревочного многоугольника.

Углы наклона β_1 и β_2 в опорах определяем, как и раньше (том I, стр. 34, и том II, стр. 90), принимая новый полюс O_2 на фиг. 5. Если на фиг. 4 вычертить веревочную кривую, соответствующую новому силовому многоугольнику, и при этом исходить из точек A и B, то Ac_3 и Bg_3 представят упругие линии левой и правой частей вала. Упругая линия d_3f_3 цапфы кривошипа вычерчена таким образом, что от точки c_3 отложен отрезок

$$\overline{c_3d_3} = \overline{TC} + \frac{\overline{VC}}{2} \text{ (отрезки } \overline{TC} \text{ и } \overline{VC} \text{ взяты из фиг. 6).}$$

При этом получается $\overline{f_3g_3} = \overline{UV} + \frac{\overline{VC}}{2}$ (отрезки $\overline{UV}$ и $\overline{VC}$ — из фиг. 6), так как сумма отрезков $\overline{c_3d_3} + \overline{f_3g_3}$ должна быть равна Δv.

Полученная ломаная кривая $Ac_3d_3e_3f_3g_3B$ на фиг. 4 представляет проекцию упругой линии всего вала на аксиальную плоскость, перпендикулярную к плоскости колена. Наибольший прогиб и углы наклона в опорах указаны на фиг. 4 [1]).

[1]) Сделанное выше допущение, что вал и цапфа кривошипа идут до середины щек (выноска на стр. 103), дает бо́льшую, чем в действительности, деформацию, так как по углам колена щеки усилены примыкающим материалом вала и шейки, а равным образом вал и шейка приобретают бо́льшую жесткость, благодаря щекам. Эти обстоятельства могут быть учтены в приведенном выше расчете, но только приближенно, так как напряжения и деформации в углах колена, вследствие резкого разрыва непрерывности соответствующих функций в этих местах, не поддаются точному определению. (См. сказанное по этому поводу на стр. 98 и сл.).

Будем считать среднюю линию AB по углам колена жесткой на коротких участках, т.-е. положим $\Theta = \infty$ и $\frac{M_b}{\Theta} = 0$. Вследствие этого, площадь $\frac{M_b}{\Theta}$, полученная в приведенном выше расчете, уменьшится на величину полосок, лежащих над принятыми за жесткие отрезками. Если, например, предположить, что горизонтальные участки средней линии в четырех углах колена жестки на длине, равной половине ширины щек, то получится площадь $\frac{M_b}{\Theta}$, вычерченная на фиг. 2а табл. 26. При этом изменятся частичные площади III, IV, V, VI, приведенные в помещенной ниже таблице.

Частичные площади $\frac{M_k}{\Theta_k} r$ и $\frac{\vartheta}{\alpha} r$, которые следует представлять себе сосредоточенными на средних линиях щек, остаются те же, что́ и выше. Напротив, смещение Δv изменяется (стр. 106), так как в ур. (464) вместо отрезка a входит теперь расстояние e между обеими щеками (фиг. 1 табл. 26). Следовательно, на фиг. 6а табл. 26, вместо площади $f' = \frac{\vartheta}{\alpha} a$, следует построить площадь $f' = \frac{\vartheta}{\alpha} e$.

$$\frac{\vartheta}{\alpha} e = \frac{32}{\pi} \frac{30\,000}{10^4} \frac{2\,200\,000}{850\,000} 9{,}0 = 712{,}3 \text{ кг/см}^2.$$

Поперечн. сеч. (фиг. 1 и 2а таблицы 26) у	Диаметр вала	Θ	M_b	$\frac{M_b}{\Theta}$	$\sigma_b = \frac{M_b}{\Theta} e$	Среднее основание частичных площадей	Высота частичных площадей	Величина частичных площадей	Частичные площади
	см	*см*⁴	*кг.см*	*кг/см*³	*кг/см*²	*кг/см*³	*см*	*кг/см*²	
A	10,2	531,3	18 000	33,88	173				
						55,05	37,5	2064,4	III
C	10,2	531,3	40 500	76,23	388				
D	10	490,9	45 300	92,28	461				
						95,03	4,5	427,6	IV
E	10	490,9	48 000	97,78	489				
						92,28	4,5	415,2	V
F	10	490,9	42 600	86,78	434				
G	9	322,1	34 200	106,18	478				
						93,49	11,25	1051,7	VI
K	8,5	256,2	20 700	80,80	343				

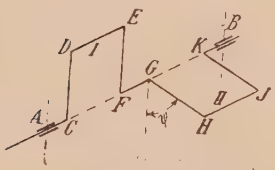
Чтобы наглядно представить влияние колена на величину деформации, на фиг. 4 и 4а посредством кривой AeB показана форма упругой линии для того случая, когда щеками пренебрегают в расчете и, следовательно, рассчитывают вал как однопролетную балку. Сравнение обеих упругих линий ясно показывает, что для такого пренебрежения нет достаточных оснований и что щекам колена следует придавать солидные размеры.

γ. Многоколенчатые валы на двух опорах.

Изложенное под лит. α и β дает возможность определять деформацию двухопорных валов с одним коленом. Если вал имеет два колена, которые расположены во взаимно-перпендикулярных плоскостях, то одновременно имеют место условия, отвечающие случаям α и β, так как силы, действующие в плоскости одного колена, направлены перпендикулярно к плоскости другого.

Если кривошипы наклонены один к другому под произвольным углом, как это показано на фиг. 596, то внешние силы следует разложить на составляющие, параллельные и перпендикулярные к плоскости одного из колен (например, $CDEF$). Влияние этих составляющих на деформацию вала может быть определено согласно сказанному выше под лит. α и β. Однако, плоскость другого колена расположена по отношению к этим горизонтальным и вертикальным силам наклонно; поэтому обе системы этих сил дают составляющие, параллельные и перпендикулярные к плоскости $GHJK$ (фиг. 596). Составляющие, параллельные к плоскости щек, вызывают в них напряжения на изгиб, а перпендикулярно направленные — напряжения на скручивание. Если теперь параллельно передвинуть кривошипные цапфы до оси вала, как указано выше под лит. α и β, то эластичные куски вала в местах соединения G и K должны будут замещать щеки колена как в отношении изгиба, так и скручивания. Площадь значений $\frac{M_b}{\theta}$, которую при вычерчивании веревочной кривой следует представлять себе сосредоточенной в G, соотв. K, слагается, таким образом, из величин, соответствующих прогибу и скручиванию и равна

Фиг. 596.



$$f = r_1 \frac{M_k}{\Theta_k} \cos\psi + r \frac{\vartheta}{\alpha} \sin\psi, \qquad (465)$$

при чем ψ измеряет угол между плоскостью колена II и направлением внешних сил. Он обозначен на фиг. 596 для направления сил, параллельного плоскости колена I.

Таким образом, получаются упругие линии с нанесенными на фиг. 2а и 4а значениями наибольшего прогиба и углов наклона. При этом, как и выше, сделано допущение, что щеки колена идут от середины вала до середины цапфы кривошипа. В действительности щеки деформируются несколько меньше, чем получается при этом допущении. Все же можно сохранить последнее в силе, компенсируя этим предположение, несомненно несколько неблагоприятное для прочности вала, что средняя линия щек вполне жестка по всей их ширине. Конечно, это компенсирование является более или менее несовершенным и зависит от размеров щек.

Если бы представлялось желательным считать жесткими и щеки на коротких протяжениях, то следовало бы уменьшить на соответствующую величину радиус r колена в ур. (462) и (463) и вычесть из площадей моментов f_2 и f_3 на фиг. 6а соответствующие полоски.

По отношению к силам, перпендикулярным к этой плоскости, вместо этого угла в ур. (465) войдет угол $90° - \psi$. Функции $\cos\psi$, соотв. $\sin\psi$ введены по той причине, что в этом случае подлежат рассмотрению одни только составляющие прогибов, совпадающих с направлением внешних сил.

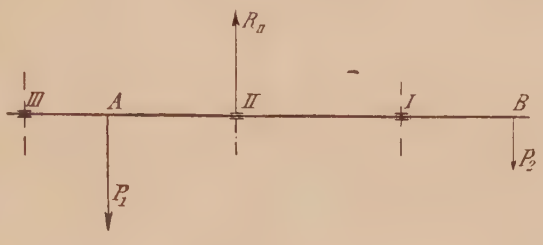
При $\psi = 0°$, соотв. 90°, из ур. (465) получаются, как частные случаи, ур. (462) и (463).

Моменты, действующие на щеки и шейку колена II в плоскостях, перпендикулярных к оси вала, и происходящие от вертикальных составляющих, вызывают смещение Δv, перпендикулярное к первоначальной плоскости щек $GHJK$, следовательно, в направлении внешних сил — смещение $\Delta v \sin\psi$, которое должно быть принято во внимание при определении формы упругой линии.

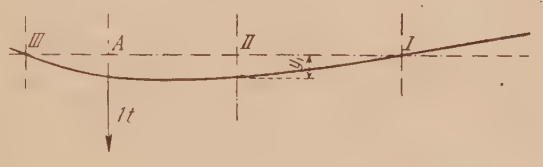
Аналогично следует поступать и при исследовании трехколенчатых валов.

Ур. (465) дает возможность определять деформацию коленчатых валов, подверженных действию параллельных между собою сил, непосредственно, т.-е. без разложения последних на составляющие.

Фиг. 597.



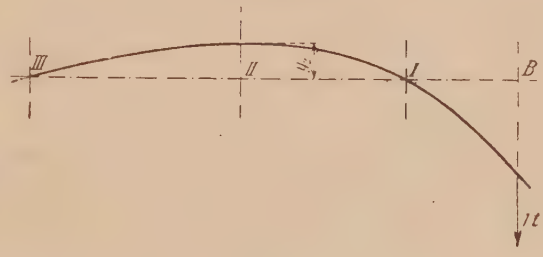
Фиг. 597a.



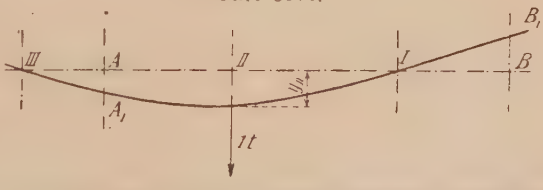
Прямые и коленчатые валы, покоящиеся на более чем двух опорах*).

Рассмотрим сначала случай прямого вала, покоящегося на трех опорах и нагруженного двумя силами P_1 и P_2 (см. фиг. 597). С помощью условий равновесия реакции найти нельзя: вал на трех опорах статически неопределим, пока не определена каким-либо иным путем одна из реакций опор. К этой цели ведет следующий способ.

Фиг. 597b.



Фиг. 597c.



Одну из реакций, например R_{II} на фиг. 597, временно рассматривают как известную внешнюю силу. Тогда вал является как бы подпёртым в I и III и нагруженным силами P_1, P_2 и R_{II}. Для упрощения расчета сначала каждую из этих сил приравнивают единице. Затем вычерчивают упругие линии, которые получились бы, если бы силы $P_1 = 1$,

*) Примеры графо-аналитического расчета многоопорных коленчатых валов автомобильных двигателей см. A. Heller, „Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff", 1912, стр. 187 и сл., и статью Эфердинга (Everding), Motorwagen, 1909, стр. 214 и сл. *[Ред.]*.

соотв. $P_2 = 1$, соотв. $-R_{II} = 1$ действовали поодиночке. Эти упругие линии изображены на фиг. 597a до 597c. По этим линиям определяют прогибы, получающиеся в соответствующих случаях в опоре II. Например, сила $P_1 = 1$ вызывает, согласно фиг. 597a, в опоре II прогиб y_1. Прогиб от действительной силы P_1 равен $P_1 y_1$. Соответствующим образом находим для случаев фиг. 597b и 597c прогибы в опоре II равными $-P_2 y_2$ и $-R_{II} y_{II}$. Если силы P_1, P_2, $-R_{II}$ действуют одновременно, то для общего прогиба в опоре II получим, в виду ее неподатливости, уравнение

$$P_1 y_1 - P_2 y_2 - R_{II} y_{II} = 0.$$

Отсюда можно определить значение R_{II}.

Общий вид этого уравнения будет

$$R_{II} y_{II} - \Sigma (P y) = 0. \qquad (466)$$

В этой формуле, согласно изложенному выше, второй член представляет собой алгебраическую сумму прогибов, которые были бы вызваны отдельными внешними силами в точке II вала, если бы опора II была удалена [1]).

Описанный способ определения R_{II} упрощается благодаря тому, что все необходимые прогибы можно взять из фиг. 597c, не прибегая к вычерчиванию фиг. 597a и 597b, так как упругая линия на фиг. 597c по теореме Максвелла, помимо y_{II} указывает также под P_1 и P_2 искомые прогибы y_1 и y_2. Другими словами, $\overline{AA_1} = y_1$ и $\overline{BB_1} = y_2$. Эта упругая линия называется линией влияния опоры II. Прогибы y_1 и y_2 называют числами влияния точек A и B в отношении опоры II [2]).

Если вследствие износа, плохого монтажа или, наконец, деформации, опоры лежат не на одной прямой, т.-е. средняя опора лежит выше или ниже прямой, соединяющей две другие точки опоры, то в правую сторону ур. (466) следует подставить вместо нуля величину этого отклонения с положительным, соотв. отрицательным знаком [3]).

Если вал имеет две промежуточных опоры (II и III), то следует вычертить их линии влияния для двух случаев: когда вал покоится на внешних опорах (I и IV),

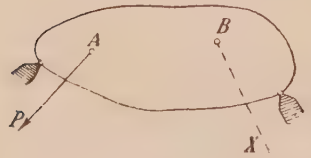
---

[1]) Масштаб, которым определяются по чертежу прогибы, не имеет влияния на результат, так как он входит множителем во все члены ур. (466).

[2]) Теорема Максвелла взаимности упругих деформаций в своей общей форме выражается следующим образом:

Смещение, вызываемое силой P в произвольной точке B балки (фиг. 598) в произвольном направлении BX, происходит и в точке приложения A этой силы в направлении ее самой, если она приложена в точке B и действует в направлении BX. Форма и характер опор балки не играют при этом роли.

Фиг. 598.



[Вывод теоремы Максвелла см., напр., в курсе „Сопротивления материалов" В. Кирпичева, часть II (1922), стр. 324, или O. Föppl, „Vorlesungen über technische Mechanik", Band 3 (1900), стр. 196 и сл.

Подробнее о линиях влияния и числах влияния для упругих смещений см. Г. Мюллер-Бреслау, „Графическая статика сооружений", том II (1910), стр. 122 и сл. *[Ред.]*.

[3]) Выноска 1 на этой странице, конечно, утрачивает при этом силу.

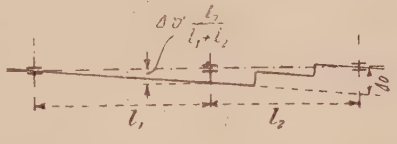
при чем в II, соотв. III, он нагружен силой, равной единице [1]). С помощью каждой из этих линий влияния получаем по уравнению, которые выражают, что в соответствующей промежуточной опоре прогиб должен быть равен нулю. Иначе говоря, получаются зависимости

$$\left.\begin{aligned} R_{II}\,y_{II}' + R_{III}\,y_{III}' - \Sigma P y' = 0 \\ R_{II}\,y_{II}'' + R_{III}\,y_{III}' - \Sigma P y'' = 0 \end{aligned}\right\} \qquad (467)\ [2])$$

При этом всегда получается столько уравнений и неизвестных, сколько имеется промежуточных опор.

Изложенный способ не зависит от формы исследуемой балки, следовательно, применим и для коленчатых валов. Особые исследования необходимы, однако, в том случае, когда колено передает вращательный момент. Этот момент действует в плоскости, перпендикулярной к оси вала, и, как объяснено на стр. 106 и 107, вызывает параллельное смещение участков вала, лежащих справа и слева от щек колена, из плоскости последнего. Это смещение, в отличие от рассмотренного на только что указанных страницах книги, обозначим через $\Delta v'$. В результате — как это представлено на фиг. 599 для случая одноколенчатого трехопорного вала — на месте промежуточной опоры вал имеет тенденцию дать прогиб $\Delta v' \frac{l_1}{l_1+l_2}$, уничтожаемый вызванной им добавочной реакцией r_{II}, величина которой определяется уравнением

Фиг. 599.



$$r_{II}\,y_{II} = \Delta v' \frac{l_1}{l_1+l_2}.$$

Эту добавочную величину надлежит учесть, добавляя алгебраически член $\Delta v' \frac{l_1}{l_1+l_2}$ к правой стороне ур. (466) или (467).

Пример. Требуется исследовать в отношении деформации и напряжений двухколенчатый, покоящийся на четырех опорах, кривошипный вал горизонтальной машины компаунд в 400 *л.с.*, изображенный на фиг. 1 табл. 27.

Правый конец вала упруго связан с динамомашиной, для привода которой требуется 100 *л.с.* Остальные 300 *л.с.* передаются маховиком, выполненным в виде канатного шкива, на трансмиссию. Машина делает 115 *об/мин.* Дальнейшие данные о силах, действующих на вал, приведены на стр. 119. Материал вала: литая сталь.

Перед тем как решить, какое положение кривошипов принять за исходное для исследования, следует построить линии влияния обеих промежуточных опор, мысленно удаляя их и последовательно прилагая в их серединах нагрузки по 10 000 *кг*.

---

[1]) Вместо этого, иногда может оказаться выгодным представить себе вал подпертым в промежуточных опорах, т.-е. воспользоваться линиями влияния внешних опор. Тогда каждый раз один из участков вала, расположенных вне промежуточных опор, остается прямым, и, следовательно, не приходится определять его деформацию.

[2]) На основании теоремы Максвелля здесь должно быть:

$$y_{III}' = y_{II}'',$$

что может служить проверкой правильности построения линий влияния.

Упругие линии получаются различными, в зависимости от того, параллельно или перпендикулярно к плоскости того или иного колена направлена сила. Поэтому их следует построить для обоих случаев. Для этой цели будем пользоваться графическим способом, подробно изложенным на стр. 101 и сл.

1. Линии влияния опоры II. Принятая, вместо опоры II, нагрузка в 10 000 *кг* вызывает в опорах I и IV реакции:

$$R_I = \frac{10\,000 \cdot 380}{468} = 8120 \text{ кг},$$

$$R_{IV} = \frac{10\,000 \cdot 88}{468} = 1880 \text{ кг}.$$

Величины, необходимые для построения получающихся упругих линий, собраны в двух следующих таблицах. Таблица I содержит значения $\frac{M_b}{\theta}$, а также площади f_{1n}, f_{2n}, соотв. f_{1h}, f_{2h}, которые следует приложить в виде сосредоточенных нагрузок посредине щек колена низкого, соотв. высокого давления, чтобы учесть влияние щек на деформацию при силах, направленных параллельно кривошипу (см. стр. 101). Если кривошипы направлены перпендикулярно к силе, т.-е. расположены горизонтально, то место площадей f занимают величины $\frac{\vartheta_{1n}}{\alpha} r$, $\frac{\vartheta_{2n}}{\alpha} r$, соотв. $\frac{\vartheta_{1h}}{\alpha} r$, $\frac{\vartheta_{2h}}{\alpha} r$, значения которых приведены в таблице II.

Для горизонтального положения щек следует, далее, принять во внимание, что примыкающие участки вала выходят из первоначальной плоскости щек колена, так как реакция опоры вызывает прогиб их и скручивание цапфы кривошипа. Вследствие этого, упругая линия испытывает при переходе в цапфу кривошипа внезапное изменение (см. фиг. 4 табл. 26). Величина этого смещения определена по методу, указанному на стр. 106 и сл., показана на фиг. 4 и 5 табл. 27. Когда колено высокого давления занимает горизонтальное положение (смещение Δv_1), то в виду отсутствия в этом случае давления шатуна, площади, учитывающие изгиб щек, получаются равными

$$f_{3h} = \frac{46}{2} \frac{8120 \cdot 46}{\frac{1}{12} 11 \cdot 27^3} = 476 \text{ кг/см}^2$$

и

$$f_{4h} = \frac{46}{2} \frac{8120 \cdot 46}{\frac{1}{12} 13 \cdot 27^3} = 403 \text{ кг/см}^2.$$

Эти площади изображены на фиг. 4 табл. 27 в виде треугольников $C_1N_1D_1$ и $C_1L_1D_1$.

Площадь, учитывающая скручивание цапфы кривошипа вследствие реакции опоры, равна [см. ур. (62), том I, стр. 42 и ур. (464), стр. 107]

$$\frac{\vartheta_3 h}{\alpha} a = \frac{32}{\pi} \frac{8120 \cdot 46}{20^4} 2{,}59 \cdot 32{,}4 = 1995 \text{ кг/см}^2.$$

Эту площадь, вместе с обеими площадями f_{3h} и f_{4h} откладывают по O_1R_1 в последовательности, показанной на фиг. 4. Выбирают полюс O_3 на проходящей через Q_1 горизонтали в расстоянии $\frac{1}{\alpha}$. Затем проводят $T_14 \parallel O_3R_1$, $D_13 \parallel O_3P_1$, $U_1 \parallel O_3O_1$, после чего искомое смещение Δv_1 получается как отрезок T_1U_1.

Таблица I

Поперечное сечение у	Диаметр вала	Θ	M_b	$\frac{M_b}{\Theta}$	Среднее основание частичных площадей	Высота	Величина	Частичные площади
	см	$см^4$	*кг · см*	$кг/см^3$	$кг/см^3$	*см*	$кг/см^2$	
					1,93	16,2	31	I
B	20	7 854	1880 · 16,2	3,86				
	26	22 432		1,35				
					1,87	12,1	22	II
	26	22 432		2,39				
C		$\frac{1}{12} 27 \cdot 11^3$	1880 · 28,3	17,75	17,75	$r = 46$	816	f_{1n}
	20	7 854		6,77				
					10,63	$a = 32,4$	344	III
	20	7 854		14,5				
E		$\frac{1}{12} 27 \cdot 13^3$	1880 · 60,7	23,1	23,1	$r = 46$	1063	f_{2n}
	26	22 432		5,09				
					5,55	11,3	63	IV
F	26	22 432	1880 · 72	6,02				
	20	7 854		17,2				
					19,13	16	306	V
G	20	7 854	1880 · 88	21,06				
					22,98	16	367	VI
H	20	7 854	1880 · 104	24,9				
	26	22 432		8,70				
					10,59	45	477	VII
J	26	22 432	1880 · 149	12,49				
	29	34 719		8,06				
					9,16	40	366	VIII
K	29	34 719	1880 · 189	10,27				
	33	58 214		6,10				
					6,83	45	307	IX
L	33	58 214	1880 · 234	7,56				
					8,28	45	373	X
M	33	58 214	1880 · 279	9,01				
	29	34 719		15,08				
					16,17	40	646	XI
N	29	34 719	1880 · 319	17,26				
	26	22 432		26,74				
					28,69	44,6	1279,6	XII
O	26	22 432	1880 · 363,6	30,65				
	20	7 854		87,03				
					89,00	16,4	1460	XIII
P	20	7 854	8120 · 88	90,96				

Поперечное сечение у	Диаметр вала	θ	M_b	$\frac{M_b}{\theta}$	Среднее основание частичных площадей	Высота частичных площадей	Величина частичных площадей	Частичные площади
	см	$см^4$	*кг · см*	$кг/см^3$	$кг/см^3$	*см*	$кг/см^2$	
					82,49	16,4	1353	XIV
Q	20	7 854	8120 · 71,6	74,02				
	26	22 432		25,92				
					23,95	10,9	261	XV
	26	22 432		21,97				
R		$\frac{1}{12}\,27 \cdot 13^3$	8120 · 60,7	99,71	99,71	$r = 46$	4587	$f_1 h$
	20	7 854		62,76				
					46,01	$a = 32{,}4$	1491	XVI
	20	7 854		29,26				
T		$\frac{1}{12}\,27 \cdot 11^3$	8120 · 28,3	76,73	76,73	$r = 46$	3530	$f_2 h$
	26	22 432		10,24				
					8,05	12,1	97	XVII
U	26	22 432	8120 · 16,2	5,86				
	20	7 854		16,75	8,38	16,2	136	XVIII

Таблица II.

Щека колена	$3{,}6\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{\beta}{\alpha}$ [см. ур. (74), том I, стр. 43] [1])	M_d	$\frac{\vartheta}{\alpha} = 3{,}6\,M_d\frac{b^2+h^2}{b^3h^3}\frac{\beta}{\alpha}$	Величина частичной площади $\frac{\vartheta}{\alpha}r$	Частичная площадь
	$1/см^4$	*кг · см*	$кг/см^3$	$кг/см^2$	
Колено низкого давления: левая щека . .	$\frac{1}{3305{,}6}$	1880 · 28,3	16,09	740,1	$\frac{\vartheta_{1n}}{\alpha}r$
Колено низкого давления: правая щека . .	$\frac{1}{5164{,}7}$	1880 · 60,7	22,10	1016,6	$\frac{\vartheta_{2n}}{\alpha}r$
Колено высокого давления: левая щека . .	$\frac{1}{5164{,}7}$	8120 · 60,7	95,43	4389,8	$\frac{\vartheta_{1h}}{\alpha}r$
Колено высокого давления: правая щека . .	$\frac{1}{3305{,}6}$	8120 · 28,3	69,52	3197,9	$\frac{\vartheta_{1h}}{\alpha}r$

Когда колено низкого давления занимает горизонтальное положение (смещение Δv_3), можно поступать аналогичным образом (см. фиг. 5). Так как, однако, размеры обоих колен одинаковы, то можно как полную величину

[1]) Здесь положено $\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$, $\beta = \frac{1}{850\,000}$.

смещения T_2U_2, так и его доли, брать из фиг. 4, умножая даваемые ею значения на отношение реакций опор $\frac{1880}{8120}$.

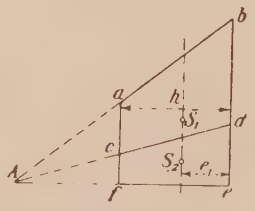
При построении линий влияния, как уже было замечено выше, следует трактовать оба положения колен (вертикальное и горизонтальное) отдельно [1]).

Для вертикального положения колена низкого давления в многоугольнике сил по фиг. 3 действительны не заключенные в скобки частичные площади и сплошные соединительные линии с полюсом. Соответствующий веревочный многоугольник $Acer$ (фиг. 2) следует провести сначала до точки пересечения r с средней линией левой щеки колена высокого давления; от r следует отложить вниз отрезок $\overline{rr_2} = \frac{\overline{T_1C_1}}{2}$ (из фиг. 4) [2]), затем продолжают веревочный многоугольник до t, откладывают на проходящей через t вертикали кверху отрезок $\overline{tt_2} = \overline{T_1U_1} + \frac{\overline{T_1C_1}}{2}$, после чего доводят веревочный многоугольник до его конца у v. Прямая Av пред-

---

[1]) При построении значений $\frac{M_b}{\Theta}$, на фиг. 2 табл. 27 получаются трапеции, непараллельные стороны которых пересекаются в A (см. выноску 1 на стр. 89). На этом свойстве частичных площадей основано существенное упрощение построения прямых, проходящих через их центры тяжести, что особенно ценно для вычерчивания линий влияния.

Фиг. 600.



Центры тяжести обеих трапеций $abef$ и $cdef$ на фиг. 600 лежат на одной прямой, параллельной основанию be, как это видно из формулы для расстояния e_1 (см. том I, стр. 26). А именно:

$$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1}\frac{h}{3} = \frac{1 + 2\frac{b_1}{b}}{1 + \frac{b_1}{b}}\frac{h}{3}.$$

Здесь, согласно фиг. 600, значение $\frac{b_1}{b}$, равно как и h, постоянно, а следовательно, постоянно и e_1.

Если на фиг. 2 табл. 27 провести линию Ap', то она образует с перпендикулярами в точках B, C, E, F, H... трапеции, например, над точками H и J — трапецию HJi_1h'. Грузовая линия этой трапеции, согласно сказанному выше, является одновременно и грузовой линией частичной площади VII, так как и i_1h', и $i'h''$, будучи продолжены, проходят через A. То же самое относится и к остальным частичным площадям II до XIII, расположенным под линией Ap'. В виду этого, достаточно определить грузовые линии трапеций, находящихся между прямой Ap' и осью вала. Геометрическим местом центров тяжести этих трапеций является прямая AP_1, проведенная через A к средней точке P_1 отрезка Pp'. Если, например, для частичной площади VII отложить $h'X = Ji_1$ и $JY = Hh'$ и через точки X и Y провести прямую XY, то ее точка пересечения Z с прямой AP_1 будет центром тяжести трапеции HJi_1h', а следовательно и точкой грузовой линии площади VII. Поэтому нет надобности определять центры тяжести для всех отдельных частичных площадей.

[2]) Деформация колена высокого давления при его горизонтальном положении должна быть такова, чтобы в точке приложения нагрузки, т.-е. в промежуточной опоре II, не проявлялось скручивание вала, которое могло бы возникнуть от скручивания цапфы кривошипа и изгиба щек колена.

Упругая линия T_1D_1 левого плеча колена высокого давления (фиг. 601) должна поэтому иметь в точке соединения T_1 с осью вала горизонтальную касательную T_1D_1', представляющую первоначальное положение средней линии щеки. Таким образом, середина цапфы кривошипа сдвигается при деформации вниз на длину отрезка $\overline{D_1D_1'}$, равную половине определенного

ставит тогда замыкающую сторону; $A c e r r_2 t t_2 v$ будет линией влияния опоры II для рассматриваемого положения колена [1]).

Отрезки, отсекаемые веревочным многоугольником и его замыкающей стороной на вертикалях, проходящих через точки A до V оси вала, измеряют прогиб последнего в соответствующих местах и называются числами влияния соответствующей точки в отношении опоры II.

Для горизонтального положения колена низкого давления часть $e r$ веревочного многоугольника на фиг. 2 остается без изменения, если только в многоугольнике сил, фиг. 3, не меняется положение полюса относительно площадей IV до XV и если причертить к отрезкам IV и XV сверху, соотв. снизу, изменившиеся значения площадей, обозначенные скобками. Соответствующие новые линии соединения с полюсом (лучи) вычерчены пунктиром. Таким образом, получается на фиг. 2 вторая линия влияния $A_1 c_2 c_1 e_1 e r t_1 v_1$, при чем $\overline{ee_1} = \frac{\overline{T_2 c_2}}{2}$ (ср. фиг. 5 табл. 27) и $\overline{c_1 c_2} = \overline{T_2 U_2} + \frac{\overline{T_2 c_2}}{2}$. $A_1 v_1$ представляет собой замыкающую сторону.

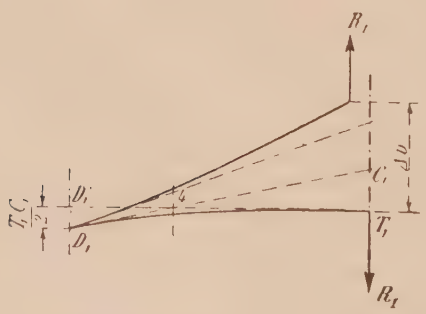
2. Линии влияния опоры III. Способ оставляется тем же, что и в п. 1. Величины, необходимые для вычерчивания линии значений $\frac{M_b}{\Theta}$, а также величины частичных площадей — поскольку вал симметричен относительно середины маховика, т.-е. за исключением площадей IV до VII и XII до XV — могут быть взяты из таблиц I и II (стр. 115 и 116), но только в этом случае обозначение площадей должно итти справа, а не слева (см. фиг. 6), и должны быть обменены местами индексы h и n у площадей f_{1h}, $\frac{\vartheta_1 h}{\alpha} r$ и т. д. Необходимые величины для площадей IV до VII и XII до XV собраны в таблице III (стр. 119).

Получающиеся линии влияния изображены на фиг. 6 табл. 27. Для вертикального положения колена низкого давления действительна линия $A c e r r_2 t t_2 v$, а для горизонтального — линия $A_1 c_2 c_1 e_1 e r t_1 v_1$.

Теперь могут быть установлены числа влияния точек приложения внешних сил, для чего следует измерить получающиеся в этих точках прогибы (см. стр. 111). Вал подвержен действию сил от обоих шатунов, веса маховика, натяжения канатов, силы от шатуна воздушного насоса, а также давлений в промежуточных опорах II и III.

Выбор масштаба для вычерчивания диаграммы значения не имеет (см. стр. 112 выноска 1). Найденные числа влияния указаны на фиг. 2 и 6 табл. 27.

Фиг. 601.



По окончании этих подготовительных работ задаемся для дальнейшего исследования определенным положением кривошипов,

---

на фиг. 4 табл. 27 прогиба T_1C_1, так как точка 4 (фиг. 601 и фиг. 4 табл. 27) лежит на прямой, проходящей через центр тяжести треугольника $C_1D_1L_1$ и поэтому делит отрезок C_1D_1 в отношении 2 : 1.

[1]) Упругая линия вычерчена в предположении, что вал и шейка колена идут до середины щек (см. выноску на стр. 109). Это допущение, весьма упрощающее построение, представляется здесь вполне приемлемым, в виду того малого влияния, которое оно имеет в данном случае на конечный результат.

ТАБЛИЦА III.

Поперечное сечение (фиг. 6 табл. 27) у	Диаметр вала см	Θ $см^4$	M_b кг. см	$\frac{M_b}{\Theta}$ $кг/см^3$	Среднее основание $кг/см^3$	Высота частичных площадей см	Величина $кг/см^2$	Частичная площадь
R	26	22 432	1880 · 60,7	5,09	5,54	10,9	60	IV
Q	26	22 432	1880 · 71,6	6,00				
	20	7 854		17,14	19,10	16,4	313	V
P	20	7 854	1880 · 88	21,06	23,02	16,4	378	VI
O	20	7 854	1880 · 104,4	24,99				
	26	22 432		8,75	10,62	44,6	474	VII
N	26	22 432	1880 · 149	12,49				
J	26	22 432	1880 · 319	26,74	28,62	45	1288	XII
H	26	22 432	1880 · 364	30,51				
	20	7 854		87,13	89,04	16	1425	XIII
G	20	7 854	1880 380	90,96	82,72	16	1324	XIV
F	20	7 854	8120 · 72	74,48				
	26	22 432		26,08	24,02	11,3	271	XV
E	26	22 432	8120 · 60,7	21,97				

а именно таким, при котором кривошип высокого давления находится на 45° за своим нижним мертвым положением, и, следовательно, кривошип низкого давления находится на 45° до своего верхнего мертвого положения (фиг. 1 табл. 28). Такое положение взято потому, что, согласно относящимся к машине диаграммам, силы, передаваемые шатунами обоих цилиндров, именно в этом положении достигают своего максимального значения. Они составляют:

Давление на шейку кривошипа низкого давления . . . . . 6740 *кг*,
" " " " высокого " . . . . . 10 560 *кг*,
сила от шатуна воздушного насоса (направленная вниз) . . 2260 *кг*.
Вес маховика составляет . . . . . 8500 *кг*.
Натяжение канатов получается равным . . . . . 2500 *кг*.

в предположении, что оно равно утроенному окружному усилию, которое при 115 оборотах в минуту дает 300 *л. с.* Допустим, что оно направлено кверху под углом в 15°.

Перед тем, как исследовать оба случая нагрузки, которые получаются, когда мы разлагаем внешние силы на составляющие, параллельные и перпендикулярные к обоим кривошипам, следует еще определить смещение $\Delta v'$, которое вызывает в участках вала, примыкающих к щекам колена, вращательный момент, передаваемый коленом высокого давления на динамомашину и равный

$$M_d = \frac{100 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100}{115 \cdot 2\pi} = 62\,200 \; кг \cdot см.$$

Этот момент действует навстречу моменту от давления на кривошип, в виду чего $\Delta v'$ следует считать отрицательным.

Скручивание цапфы кривошипа учитываем с помощью частичной площади

$$f' = \frac{\vartheta}{\alpha} a = \frac{32}{\pi} \frac{62\,200}{20^4} 2{,}59 \cdot 32{,}4 = 332{,}3 \ кг/см^2.$$

Прогиб левой и правой щек обусловливает появление в диаграмме площадей

$$f_1' = \frac{62\,200}{\frac{1}{12} 13 \cdot 27^3} 46 = 134{,}2 \ кг/см^2$$

и

$$f_2' = \frac{62\,200}{\frac{1}{12} 11 \cdot 27^3} 46 = 158{,}2 \ кг/см^2.$$

Обе последние площади изображены на фиг. 8 табл. 27 в виде прямоугольников $CDMN$ и CDM_1N_1. Там же проведено определение $\Delta v'$ по способу, уже примененному на стр. 108 и 114. Смещение оказывается равным $\Delta v' = -4{,}3$ [1]); оно стремится вызвать в опорах II и III прогибы $-4{,}3 \cdot \frac{380}{468}$, соответственно, $-4{,}3 \cdot \frac{88}{468}$ (см стр. 113).

На фиг. 2 и 3 табл. 28 показано разложение внешних сил на составляющие, параллельные и перпендикулярные к плоскостям одного и другого колена.

1. Способ нагрузки, соответствующий фиг. 2 табл. 28: силы параллельны плоскости колена низкого давления. К этому случаю относятся линии влияния $wAcerr_2tt_2v$ на фиг. 2 и 6 табл. 27, с числами влияния, не заключенными в скобки.

Первая из этих двух линий, принимая во внимание ур. (467), стр. 113, дает

$$\frac{1}{10\,000} (R_{II}' \cdot 154{,}5 + R_{III}' \cdot 76) =$$

$$= 0{,}8450 \cdot 116{,}2 - 0{,}3840 \cdot 138 + 0{,}5400 \cdot 44 + 0{,}1600 \cdot 49{,}2 - 4{,}3 \frac{380}{468}.$$

Аналогично, вторая линия дает

$$\frac{1}{10\,000} (R_{II}' \cdot 76 + R_{III}' \cdot 142) =$$

$$= 0{,}8450 \cdot 46{,}7 - 0{,}3840 \cdot 131{,}6 + 0{,}5400 \cdot 100 + 0{,}1600 \cdot 116 - 4{,}3 \frac{88}{468}.$$

Отсюда

$$R_{II}' = 3576 \ кг; \ R_{III}' = 2360 \ кг.$$

Реакции во внешних опорах получаются из условия равновесия.

$$R_I' = \frac{5400 \cdot 44 + 1600 \cdot 46 + 8450 \cdot 424 - 3840 \cdot 234 - 3576 \cdot 380 - 2360 \cdot 88}{468} = 3053 \ кг.$$

$$R_{IV}' = 8450 + 5400 - 2360 - 3576 - 3840 - 1600 - 3053 = -579 \ кг.$$

Так как для случая, представленного на фиг. 2 табл. 28, известны все силы, действующие на вал, то можно определить как напряжение в любом поперечном сечении вала, так и его деформацию. В следующей таблице (стр. 122) собраны все величины, необходимые для определения деформации и изгибающего напряжения.

[1]) См. выноску 1 на стр. 112.

Площади, учитывающие скручивание щек колена высокого давления и подлежащие включению на фиг. 4 табл. 28 между площадями XVI и XVII, соответственно между XVIII и XIX, определяются из соотношений

$$\frac{\vartheta_h'}{\alpha} r = 3{,}6 \cdot 44\,147 \, \frac{13^2 + 27^2}{13^3 \cdot 27^3} \, 2{,}59 \cdot 46 = 393{,}2 \ кг/см^2,$$

$$\frac{\vartheta_h''}{\alpha} r = 3{,}6 \cdot 86\,400 \, \frac{11^2 + 27^2}{11^3 \cdot 27^3} \, 2{,}59 \cdot 46 = 1202{,}3 \ кг/см^2.$$

Параллельное смещение Δv_h частей вала, лежащих по обе стороны колена, определено на фиг. 5 табл. 28. При этом соответствующие моменты внешних сил (см. стр. 119) уменьшены на величину вращательного момента в 62 200 *кг. см*, передаваемого кривошипом высокого давления. Таким образом и получается отрицательная площадь f_5.

Линия значений $\frac{M_b}{\Theta}$ проходит на фиг. 4 частью в положительной, частью в отрицательной области. Чтобы получить при этом наглядные многоугольники сил, можно рекомендовать строить особый силовой многоугольник для каждой положительной или отрицательной части общей площади, и притом в последовательности, соответствующей обозначенному порядку частичных площадей (см. три силовых многоугольника на фиг. 4). При этом нижний луч каждого многоугольника следует проводить параллельно верхнему лучу предыдущего многоугольника, но в противоположном направлении.

В качестве упругой линии для случая нагрузки по фиг. 2 табл. 28 получается кривая $A\,c\,e\,g\,l\,p\,r\,r_1\,t\,t_1\,v$ на фиг. 4 табл. 28, которая служит одновременно для проверки правильности предшествующего расчета и чертежа, так как точки A, g, p, v, т.-е. точки пересечения со средними линиями опор, должны лежать на одной прямой.

2. Случай нагрузки по фиг. 3 табл. 28: силы перпендикулярны к плоскости колена низкого давления. К этому случаю относятся линии влияния $w_1 A_1 c_2 c_1 e_1 e\, r\, t_1 v_1$ на фиг. 2 и 6 табл. 27, с заключенными в скобки числами влияния.

На основании фиг. 3 эти силы дают уравнения [см. ур. (467)]

$$\frac{1}{10\,000} (R_{II}'' \cdot 141 + R_{III}'' \cdot 76) =$$

$$= 0{,}6340 \cdot 99 + 0{,}4750 \cdot 131 + 0{,}4050 \cdot 46{,}5 - 0{,}1600 \cdot 46,$$

$$\frac{1}{10\,000} (R_{II}'' \cdot 76 + R_{III}'' \cdot 155) =$$

$$= 0{,}6340 \cdot 43{,}5 + 0{,}4750 \cdot 137{,}5 + 0{,}4050 \cdot 116{,}8 - 0{,}1600 \cdot 108.$$

Отсюда

$$R_{II}'' = 7319 \ кг, \qquad R_{III}'' = 4379 \ кг.$$

Таким образом, реакции во внешних опорах равны

$$R_I'' = 1576 \ кг, \qquad R_{IV}'' = 3466 \ кг.$$

Поперечное сечение (фиг. 4 табл. 28)	Диаметр вала	Θ	M_b'	$\frac{M_b'}{\Theta}$	$\sigma_b' = \frac{M_b'}{\Theta} e$	Среднее основание частичных площадей	Высота	Величина	Частичная площадь
У	*см*	*см*⁴	*кг. см*	*кг/см*³	*кг/см*²	*кг/см*³	*см*	*кг/см*²	
A	20	7 854	— 73 600	— 9,37	93,7				
						—10,425	16,2	— 169	I
B	20	7 854	— 90 220	— 11,525	115,3				
	26	22 432		— 4,035					
						— 4,3	12,1	— 52	II
	26	22 432		— 4,57					
C		$\frac{1}{12}27 \cdot 11^3$	— 102 494	— 34,2	188	—34,2	$r=46$	—1574	fn'
	20	7 854		— 13,05					
						—14,07	15,7	— 221	III
D	20	7 854	— 118 524	— 15,08	150,8				
						—10,43	16,7	— 174	IV
	20	7 854		— 5,78					
E		$\frac{1}{12}27 \cdot 13^3$	— 45 395	— 7,88	51,2	— 7,88	$r=46$	— 362	fn''
	26	22 432		— 2,02					
						— 0,92	11,3	— 10	V
F	26	22 432	+ 4 088	+ 0,18					
	20	7 854		+ 0,52					
						+ 4,98	16	+ 80	VI
G	20	7 854	+ 74 152	+ 9,44	94,4				
						+11,5	16	+ 184	VII
H	20	7 854	+ 106 456	+ 13,55	135,5				
	26	22 432		+ 4,74					
						+ 6,77	45	+ 305	VIII
J	26	22 432	+ 197 311	+ 8,80	114,5				
	29	34 719		+ 5,68					
						+ 6,85	40	+ 274	IX
K	29	34 719	+ 278 071	+ 8,01	116				
	33	58 214		+ 4,78					
						+ 5.56	45	+ 250	X
L	33	58 214	+ 368 930	+ 6,34	103				
						+ 5,63	45	+ 254	XI
M	33	58 214	+ 286 980	+ 4,93	120				
	29	34 719		+ 8,27					
						+ 7,22	40	+ 289	XII
N	29	34 719	+ 214 140	+ 6,17					
	26	22 432		+ 9,55	124				
						+ 7,74	44,6	+ 345	XIII
O	26	22 432	+ 132 924	+ 5,93					
	20	7 854		+ 16,92	169				
						+15,03	16,4	+ 246	XIV
P	20	7 854	+ 103 136	+ 13,13	131				
						+ 7,50	16,4	+ 123	XV
Q	20	7 854	+ 5 397	+ 1,86					
	26	22 432		+ 0,65					
						— 0,66	10,9	— 7	XVI
R	26	22 432	— 44 147	— 1,97					
	20	7 854		— 5,62					
						—11,36	16,7	— 190	XVII
S	20	7 854	— 134 332	— 17,10	171				
						—14,05	15,7	— 221	XVIII
T	20	7 854	— 86 400	— 11,00					
	26	22 432		— 3,85					
						- 3,03	11,9	— 37	XIX
U	26	22 432	— 49 459	— 2,21					
	20	7 854		— 6,30	63				
						— 3,15	16,2	— 51	XX

Расчет частичных площадей, необходимых для определения упругой линии, а также напряжений изгиба σ_b'', исполнен в следующей таблице (стр. 124). В ней, кроме того, содержатся напряжения сдвига τ, вызываемые скручивающими моментами [ур. (63), том I, стр. 42], и равнодействующее напряжение σ, которое при $\alpha_o = 1$ определяется из уравнения

$$\sigma = 0{,}35\sqrt{\sigma_b'^2 + \sigma_b''^2} + 0{,}65\sqrt{\sigma_b'^2 + \sigma_b''^2 + 4\,(\alpha_o\tau)^2}.$$

Величина $\sqrt{\sigma_b'^2 + \sigma_b''^2}$ представляет напряжение вала на изгиб. Значение σ_b' следует взять из таблицы на стр. 122. Скручивающий момент, согласно фиг. 2 и 3 табл. 28, составляет

для участка вала LE . . . . . $M_d = 4050 \cdot 46 = 186\,300$ *кг. см*,
„ „ „ LR . . . . . $M_d = 8450 \cdot 46 - 62\,200 = 326\,500$ *кг. см*,
„ „ „ TV . . . . . $M_d =$ $62\,200$ *кг. см*,
„ шейки кривошипа высокого давления . $M_d = 3053 \cdot 46 - 62\,200 = 78\,238$ *кг. см*,
„ „ „ низкого „ . $M_d = (3466 - 1600)\ 46 = 85\,836$ *кг. см*.

При этом мы пренебрегли незначительным моментом, необходимым для привода воздушного насоса.

Площади, учитывающие скручивание щек колена низкого давления и подлежащие включению между площадями II и III, соотв. IV и V, составляют

$$\frac{\vartheta_n'}{\alpha} r = -3{,}6 \cdot 20\,739\ \frac{11^2 + 27^2}{11^3 \cdot 27^3}\ 2{,}59 \cdot 46 = -288{,}5\ \text{кг/см}^2$$

и

$$\frac{\vartheta_n''}{\alpha} r = -3{,}6 \cdot 27\,968\ \frac{13^2 + 27^2}{13^3 \cdot 27^3}\ 2{,}59 \cdot 46 = -249{,}1\ \text{кг/см}^2.$$

Получающееся в колене смещение Δv_n определено на фиг. 7 табл. 28. Ломаная линия $A\,c\,c_1 e\,e_1 g\,l\,p\,r\,t\,v$ на фиг. 6 дает представление о форме упругой линии. Также и здесь проверкой может служить то, что точки ее пересечения со средними линиями опор A, g, p, v должны лежать на одной прямой.

Теперь, когда уже известна деформация вала в направлениях, перпендикулярном и параллельном к плоскостям обоих колен, можно, складывая взаимно-перпендикулярные прогибы, получающиеся в каждой точке оси вала, определить результирующий прогиб и линию максимальной деформации для случая нагрузки по фиг. 1 табл. 28. Эта линия вычерчена на фиг. 8 табл. 28; по ней же можно судить об углах наклона упругой линии во всех четырех опорах.

Наибольший прогиб находится посредине вала и составляет 0,32 *мм*. Далее получается:

угол наклона в опоре I . . . . $\beta_1 = 0{,}00056$,
„ „ „ „ II . . . . $\beta_2 = 0{,}00053$,
„ „ „ „ III . . . . $\beta_3 = 0{,}00045$,
„ „ „ „ IV . . . . $\beta_4 = 0{,}00080$.

Поперечное сечение у	Диаметр вала	Θ	M_b''	$\frac{M_b''}{\Theta}$	$\sigma_b'' = \frac{M_b''}{\Theta} e$	$\tau = \frac{5M_d}{d^3}$	σ	Среднее основание	Высота	Величина	Частичная площадь
								частичн. площадей			
	см	$см^4$	*кг. см*	*кг/см³*	*кг/см²*	*кг/см²*	*кг/см²*	*кг/см³*	*см*	*кг/см²*	
A	20	7 854	— 73 600	— 9,37	93,7	—	133				
								— 7,45	16,2	— 121	I
B	20	7 854	— 43 371	— 5,52	55,2	—	128				
	26	22 432		— 1,93							
								— 1,43	12,1	— 17	II
C	26	22 432	— 20 739	— 0,93							
	20	7 854		— 2,64							
								— 0,78	15,7	— 12	III
D	20	7 854	8 504	1,08	10,8	53,6	173				
								— 1,24	16,7	— 21	IV
E	20	7 854	— 27 968	— 3,56							
	26	22 432		— 1,25							
								— 1,80	11,3	— 20	V
F	26	22 432	— 52 648	— 2,35							
	20	7 854		— 6,70							
								— 8,93	16	— 143	VI
G	20	7 854	— 87 592	— 11,15	111,5	116,5	230				
								— 8,92	16	— 143	VII
H	20	7 854	— 52 471	— 6,68	66,8	116,5	232				
	26	22 432		— 2,24							
								— 0,09	45	— 4	VIII
J	26	22 432	46 304	2,06	26,8	53,0	144				
	29	34 719		1,33							
								2,60	40	104	IX
K	29	34 719	134 100	3,86	56,0	38,2	142				
	33	58 214		2,30							
								3,15	45	142	X
L	33	58 214	232 878	4,00	66,0	38,2	134				
						45,5	142				
								3,01	45	136	XI
M	33	58 214	117 785	2,02							
	29	34 719		3,39	49,2	66,9	166				
								1,92	40	77	XII
N	29	34 719	15 585	0,45							
	26	22 432		0,70	9,1	93	189				
								— 1,85	44,6	— 82	XIII
O	26	22 432	— 98 370	— 4,39							
	20	7 854		— 12,53	125,3	204	372				
								— 15,19	16,4	— 249	XIV
P	20	7 854	— 140 272	— 17,86	178,6	204	380				
								— 12,89	16,4	— 211	XV
Q	20	7 854	— 62 142	— 7,91							
	26	22 432		— 2,77							
								— 1,61	10,9	— 18	XVI
	26	22 432		— 0,46							
R		$\frac{1}{12}27 \cdot 13^3$	— 10 214	— 2,07	13,5			— 2,07	46	— 95	f_h'
	20	7 854		— 1,30							
								3,76	16,7	63	XVII
S	20	7 854	69 344	8,83	88,3	87,8	237				
								7,25	15,7	114	XVIII
	20	7 854		5,68							
T		$\frac{1}{12}27 \cdot 11^3$	44 601	14,9	82			14.9	46	685	f_h''
	26	22 432		1,99							
								1,56	12,1	19	XIX
U	26	22 432	25 531	1,14	32,5	38,9	93				
	20	7 854		3,25							
								1,63	8,1	26	XX

Остается еще определить **напряжения в щеках и удельные давления в подшипниках.** Для случаев нагрузки по фиг. 2 и 3 табл. 28 скручивающие моменты M'_d, действующие на перпендикулярные к направлению силы щеки колен, равны изгибающим моментам M'_b и M''_b в местах перехода C, E, R, T. Поэтому их можно взять из таблиц на стр. 122 и 124, которые содержат напряжения изгиба, обусловленные моментом, действующим в плоскостях, параллельных к оси вала, и проявляющиеся в длинных сторонах поперечных сечений щек, и притом, в случае фиг. 2 табл. 28 — в колене низкого давления, а в случае фиг. 3 — в колене высокого давления. На стр. 122 и 124 они обозначены соответственно σ'_b и σ''_b. Здесь же мы дадим им общее обозначение σ_{b1}. Скручивающий момент M_d, значения которого для отдельных участков вала определены на стр. 123, вызывает в коротких сторонах сечений щек изгибающие напряжения σ_{b2}. Оба напряжения складываются в углах поперечных сечений. Необходимые для расчета величины представлены в виде следующей таблицы.

		Скручивающий момент M'_d кг · см	Напряжение скручивания $\tau = \frac{9}{2}\frac{M'_d}{b^2 h}$ кг/см²	σ_{b_1} кг/см²	Скручивающий момент M_d кг · см	σ_{b_2} кг/см²	$\sigma_b = \sigma_{b1} + \sigma_{b2}$ кг/см²
Колено низкого давления	левая щека	20 739	29	188	85 836	64	252
	правая „	27 968	28	51,2	186 300	118	169,2
Колено высокого давления	левая щека	44 147	43	13,5	326 500	206	219,5
	правая „	86 400	119	82	78 238	59	141

Равнодействующие реакции опор, а отсюда — удельные давления на шейках вала составляют:

в опоре I: $R_{\text{I}} = \sqrt{3053^2 + 1576^2} = 3436$ кг; $k = \frac{3436}{32{,}4 \cdot 20} = 5{,}3$ кг/см²

„ „ II: $R_{\text{II}} = \sqrt{3576^2 + 7319^2} = 8146$ кг; $k = \frac{8146}{32{,}8 \cdot 20} = 12{,}4$ „

„ „ III: $R_{\text{III}} = \sqrt{2360^2 + 4379^2} = 4974$ кг; $k = \frac{4974}{32 \cdot 20} = 7{,}8$ „

„ „ IV: $R_{\text{IV}} = \sqrt{579^2 + 3466^2} = 3514$ кг; $k = \frac{3514}{32{,}4 \cdot 20} = 5{,}6$ „

Полученные числа показывают, что для исследованного вала напряжения, деформации и давления в подшипниках не превышают допускаемых пределов.

Если бы требовалось определить деформацию для других положений вала, то пришлось бы повторить расчеты стр. 120 с соответствующими изменениями.

Изложенный выше расчет валов исходит из предположения статических условий. И действительно, в настоящее время почти все расчеты деталей машин приходится производить еще на основании статической теории упругости и статического учения

о сопротивлении материалов. Однако, рано или поздно для удовлетворения нарастающих потребностей явится необходимость в динамической теории упругости. Таким образом, изложенный расчет не принимает во внимание колебаний валов, хотя у быстро вращающихся машин, как паровые турбины, турбогенераторы, турбокомпрессоры и т. д., эти колебания непременно должны быть учтены. Так как в отношении возникающих при этом вопросов мы пока еще не располагаем опытными данными в той мере, в какой это было бы необходимо, чтобы касаться их в книге, трактующей о деталях машин вообще, и так как многое в этой области еще не достаточно выяснено, — нам приходится по вопросу о расчете валов с учетом их колебаний отослать читателя к трудам, посвященным соответствующим специальным машинам.

Из многочисленных литературных источников укажем следующие:

α. Колебания изгиба.

Стодола, „Паровые турбины“ (Stodola, „Dampf-und Gasturbinen“), 1924 (6-е изд.).

Стодола, „Новые наблюдения над критическим числом оборотов валов“ (Stodola, „Neuere Beobachtungen über die kritischen Umlaufzahlen von Wellen“) в Schweizerische Bauzeitung, 1916, том 68, стр. 197 и сл.; 1917, том 69, стр. 93 и сл.; том 70, стр. 299 и сл. и, далее, „Новая критическая скорость валов“ („Eine neue kritische Wellengeschwindigkeit“) в D. P. J., 1918, стр. 1 и сл.

Опубликование обоих последних трудов вызвало между Стодола, Гюмбелем и О. Фёпплем дискуссию (D. P. J., 1917, стр. 235; 1918, стр. 71, 117; Z. d. V. d. I., 1919, стр. 866 и сл.), которая ясно указывает на пробелы в наших знаниях по этому вопросу. См. также:

Прандтль, „К вопросу о критических числах оборотов“, (Prandtl, „Beiträge zur Frage der kritischen Drehzahlen“), D. P. Y., 1918, стр. 179 и сл.

Лоренц, „Критические числа оборотов быстро вращающихся валов“ (Lorenz, „Kritische Drehzahlen rasch umlaufender Wellen“), Z. d. V. d. I., 1919, стр. 240 и сл., 888 и сл.

Жироскопическое влияние дисков, вращающихся вместе с валом, на критическую скорость исследовано в следующих работах:

Стодола, „Новые критические числа оборотов, как следствие жироскопического действия рабочих колес“ (Stodola, „Neue kritische Drehzahlen als Folge der Kreiselwirkung der Laufräder“), Z. f. d. g. T., 1918, стр. 253 и сл., и „К теории критических чисел оборотов“ („Zur Theorie der kritischen Drehzahlen“) в том же журнале, 1920, стр. 1 и сл.

Граммель, „Жироскоп“ (Grammel, „Der Kreisel“), 1920, § 17. „Критические числа оборотов и жироскопическое действие“, („Kritische Drehzahlen und Kreiselwirkung“) Z. d. V. d. I., 1920, стр. 911 и сл.

Приближенные формулы для расчета критических скоростей дают:

Кулль (Kull) в Z. d. V. d. I., 1918, стр. 249 и сл., и Лоренц (Lorenz) в Z. f. d. g. T., 1920, стр. 229 и сл.

Вопрос о балансировке (уравновешении) вращающихся масс, необходимой для уменьшения колебаний изгиба — также и при числе оборотов ниже критического,

(см. том I, стр. 692), конечно, привлек к себе особый интерес исследователей. Ему посвящены следующие работы:

Лавачек, „Балансировка быстро вращающихся масс“ (Lawaczeck, „Das Auswuchten schnelllaufender Massen“), Z. f. d. g. T., 1911, стр. 433 и сл.

Гейдебрек, „Балансировка вращающихся частей машин“ (Heidebroek, „Das Auswuchten umlaufender Maschinenteile“), Z. d. V. d. I., 1916, стр. 11 и сл.

Гейман, „О динамической балансировке быстро вращающихся машинных частей“ (Heymann, „Über die dynamische Auswuchtung von rasch umlaufender Maschinenteilen“), E. T. Z., 1919, стр. 234 и сл., дает обзор новейших способов выполнения этой операции.

β. Колебания скручивания.

Фрам, „О динамических явлениях в валах судовых машин и т. д.“ (Frahm, „Mitteilungen über die dynamischen Vorgänge in den Wellenleitungen von Schiffsmaschinen, u. s. w.“), Z. d. V. d. I., 1902, стр. 797 и сл., или M. ü. F., выпуск 6, 1902.

Гюмбель, „Колебания скручивания у стержня с постоянной осью вращения и произвольным, симметричным относительно оси вращения, распределением масс и т. д.“ (Gümbel, „Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit fester Drehachse und beliebiger zur Drehachse symmetrischer Massenverteilung, u. s. w.“), Z. d. V. d. I., 1912, стр. 1025 и сл.

Гейгер, „О колебаниях скручивания у валов, особенно у многоколенчатых валов судовых машин“ (Geiger, „Über Verdrehungsschwingungen von Wellen, insbesondere von mehrkurbeligen Schiffsmaschinenwellen“), докторская диссертация, изд. Walch, Augsburg, 1914.

Засс, „К расчету критических чисел оборотов при явлениях скручивания“, (Sass, „Beiträge zur Berechnung kritischer Torsionsdrehzahlen“), Z. d. V. d. I., 1921, стр. 67 и сл.

Древес, „Новый, построенный на статическом основании, графический способ исследования произвольной системы принадлежащих валам масс, в отношении свободных колебаний скручивания“ (Dreves, „Neues graphisches Verfahren auf statischer Grundlage zur Untersuchung beliebiger Wellenmassensysteme auf freie Drehschwingungen“), Z. d. V. d. I., 1918, стр. 588 и сл.

Приборы для исследования работающих валов в отношении колебаний скручивания были предложены в следующих статьях:

Гейгер, „Торзиограф, новый прибор для исследования валов“ (Geiger, „Der Torsiograph, ein neues Instrument zur Untersuchung von Wellen“), Z. d. V. d. I., 1916, стр. 811 и сл., и

Фрам, „Новый торзионный индикатор со световой записью и результаты работы с ним“ (Frahm, „Ein neuer Torsionsindikator mit Lichtbildaufzeichnung und seine Ergebnisse“), Z. d. V. d. I., 1918, стр. 177 и сл.

В то время как колебания изгиба требуют внимания к себе, главным образом, у быстро вращающихся валов паровых турбин и т. д. (эти колебания могут возникнуть, при определенном расстоянии между подшипниками, и в гораздо медленнее вращающихся валах), колебания скручивания играют роль преимущественно при

длинных валах с несколькими удаленными одна от другой массами (гребные, трансмиссионные валы и т. д. *). С повышением числа оборотов могут оказаться в опасном положении — из-за колебаний скручивания — и более короткие валы, если они устроены так, что упругая деформация их под влиянием действующих моментов сравнительно велика. Примером могут служить многоколенчатые валы автомобильных и авиационных двигателей.

Явления одновременного действия колебаний изгиба и скручивания в настоящее время еще очень мало исследованы.

Особую область в вопросе о колебаниях валов затрагивает Вихерт (Wichert) в своей статье в E. T. Z., 1921, стр. 103 и сл.: „Современные теории явлений сотрясения в электрических локомотивах с параллельной кривошипной передачей“ (Wichert, „Neuere Theorien der Schüttelerscheinungen elektrischer Lokomotiven mit Parallelkurbelgetrieben“), а также в Z. d. V. d. I., 1921, стр. 971: „Колебания сотрясения у судов и электрических локомотивов“ („Schüttelschwingungen an Schiffen und elektrischen Lokomotiven“).

О явлениях колебания трактуют в общем виде:

Кутцбах, „Исследование действия и применения маятников и маятниковых цепей в машиностроении“ (Kutzbach, „Untersuchung über Wirkung und Anwendung von Pendeln und Pendelketten im Maschinenbau“), Z. d. V. d. I., 1917, стр. 977 и сл.; 1918, стр. 100 и сл.

Дуффинг, „Вынужденные колебания при переменной собственной частоте и их техническое значение“ (Duffing, „Erzwungene Schwingungen bei veränderlicher Eigenfrequenz und ihre technische Bedeutung“), Braunschweig, 1918.

Хорт, „Техническое учение о колебаниях“ (Hort, „Technische Schwingungslehre“), 2-е изд., 1922.

[См. также A. Föppl, „Vorlesungen über technische Mechanik“, Band 2 (Graphische Statik), 1926.

Eyermann und Schulz, „Die Gasturbinen“, 1920.

G. Bauer, „Die Schiffsturbinen“, 1923 — 1927.

J. Morrow, „On the Lateral Vibration of Loaded and Unloaded Bars“, Philosophical Magazine, London, 1906, vol. 2, стр. 354 и сл.

O. Föppl, „Kritische Schwingungen von Schnelllaufenden Rotoren“, Z. f. d. g. T., 1918, стр. 157.

*) Колебания скручивания возникают особенно часто в валах, несущих маховики на обоих концах (газовые двигатели) и при жестком соединении вала с рабочей машиной, работающей с сильно переменной нагрузкой.

В последнее время значительный интерес со стороны исследователей возбудило новое критическое число, на которое первый обратил внимание Стодола. В противоположность критическому числу, вызываемому упругими деформациями вала, т.-е. обменом энергии между силами инерции и силами упругости, это второе критическое число оборотов вала обусловлено упругостью (податливостью) слоя масла в подшипнике. Гуммель (Hummel, Forschungsarbeiten, Heft 287, 1926) на основе гидродинамической теории подшипников аналитически исследовал сущность этого явления, экспериментально проверил свои выводы и указал, посредством каких мер можно избегнуть этого критического числа. Куммер (Kummer, Schweizerische Bauzeitung от 29/I 1927 г., стр. 55 и сл.) показал, что критическая угловая скорость в этом случае может быть заранее определена при помощи простой формулы: $\omega = \sqrt{\frac{g}{\delta}}$, где — g ускорение силы тяжести, а δ радиальный зазор в подшипнике. [*Ред.*].

Статьи „Валы паровых турбин“ и „Вибрации“ в третьем томе Технической Энциклопедии, 1928.

Л. Б. Левенсон, „Общая теория машин“ 1920, стр. 96 и сл.

А. Н. Крылов, „О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики, имеющих приложения в технических вопросах“, 1913.

Н. И. Мерцалов, „Динамика механизмов“, 1914.

С. П. Тимошенко, „К вопросу о явлениях резонанса в валах“, 1905.

В простейшей форме трактуют вопрос о критической скорости для случая двух или более не выбалансированных тел, вращающихся на одном валу, Уивер (S. H. Weaver) в Journal of the Am. Soc. of Mech. Engineers, June, 1910, и Педерсен (Axel Pedersen) в Am. Machinist, May 7th, 1914. *Ред.*]

По поводу крутильных колебаний валов уместно заметить, что особенное значение они приобрели в связи с развитием легких быстроходных многоцилиндровых судовых дизелей. В недавно появившейся работе Шредера (A. Schröder, „Zusammenhang der Indikator- und Drehkraftdiagramme von Zweitakt-Dieselmotoren mit den Drehschwingungen ihrer Wellen“, Berlin, 1926) впервые исследована связь между нагрузкой машины и гармоническими скручивающими усилиями — с одной стороны и между углами относительного смещения кривошипов многоцилиндровых двигателей и этими же усилиями — с другой. См. также статью Локнера (Robert Lochner, „The Torsional Vibrations of Shafts and Shaft-Systems“) в The Journal of the Institution of Electrical Engineers (англ.), 1926, № 360, стр. 76 и сл. *Ред.*].

II. Конструкция осей и валов.

Наиболее подходящим материалом для изготовления осей и валов обычно являются литое железо и литая сталь. Против применения сварочного железа в качестве материала для валов сплошного сечения говорит неоднородность его структуры, о чем было упомянуто в томе I. Тем не менее, иногда оно все еще находит применение. При выборе литой стали следует требовать надлежащей вязкости. По поводу требований, предъявляемых в этом отношении, а также в отношении прочности на растяжение, указания даны в томе I, стр. 110 и сл. *). Резких заточек и

*) Чаще всего для изготовления осей и валов применяют мартеновское литое железо (осевую сталь) с временным сопротивлением разрыву $K_z = 4300$ до 4500 *кг/см²* и относительным удлинением $\varphi = 22$ до 24%. Для передачи больших усилий, а также при более или менее высоких числах оборотов пользуются мартеновской сталью с $K_z = 5500$ до 6000 *кг/см²* и $\varphi = 20$ до 18%. При этом материале можно допускать напряжение на скручивание k_d до 180 *кг/см²*. Для трансмиссий стальные валы применяют в тех случаях, когда при длинных линиях и небольшом числе благоприятно (для вала) расположенных шкивов желательно получить дешевую трансмиссию. Применение в подобных случаях мартеновской или тигельной стали повышенной прочности с K_z до 7500 *кг/см²* встречается лишь в виде исключений, точно так же, как применение для этой цели никкелевой стали. Последним материалом пользуются иногда в тех случаях, когда вал работает с ударами, а дать ему больший диаметр по каким-либо причинам не представляется возможным.

Валы автомобильных и авиационных двигателей изготовляются из специальных сортов стали (обычно — хромоникелевой или никкелевой) с $K_z = 9000$ до $10\,000$ *кг/см²*, пределом упругости 7000 до 8500 *кг/см²* и $\varphi = 12$ до 15%.

внезапных переходов следует безусловно избегать; это относится не только к литой стали, но и к литому железу. Указанное требование заслуживает тем большего внимания, что против этой уже весьма старой истины до сих пор все еще часто грешат. Специальная литература в последнее время уделяет этому вопросу особенное внимание, что̀ можно только приветствовать [1]).

Чугун следовало бы применять для изготовления осей и валов только в исключительных случаях. При этом, когда дело касается передачи сравнительно больших усилий, валы следует изготовлять полыми и особенное внимание обращать на возможную плотность литья и на вязкость материала.

Дерево применяется теперь для осей и валов лишь редко, и даже для деревянных водяных колес вал (ось) довольно часто изготовляют из железа или стали.

Обычно осям и валам из кованного или катанного материала придают сплошное круглое сечение. Изготовление валов кольцеобразного сечения (трубчатых) из сварных или бесшовных (цельнокатанных) труб или же из клепанных полых цилиндров встречается в настоящее время еще только как исключение [2]). Высверливание сплошных валов в целях смазки, охлаждения или же для контроля качества

Английские нормальные условия на поковки для коленчатых валов авиамоторов („Forgings or Drop Forgings for Crankshafts", K. 21, February 1919, изд. British Engineering Standards Association) заключают следующие технические условия:

Химический анализ: $C = 0{,}28$ до $0{,}35\%$, $Mn = 0{,}45$ до $0{,}70\%$, $S \leqq 0{,}04\%$, $P \leqq 0{,}04\%$, $Ni = 3{,}0$ до $3{,}75\%$, $Cr = 0{,}3$ до $1{,}0\%$. Временное сопротивление разрыву $K_z = 55$ до 60 *т/кв. дюйм.*, предел упругости не ниже 45 *т/кв. дюйм.*, относительное удлинение — не меньше 18%.

„Технические условия на поставку авто-авиа-материалов", разработанные Постоянной Междуведомственной Комиссией при Главметалле ВСНХ СССР предписывают для изготовления коленчатых валов авто- и авиамоторов применять хромоникелевые стали марок ХЗН, ЭХН2 и ХЗ. Анализы их и механические качества приведены в таблицах, помещенных в № 2 указанных „Технических условий" (Москва, 1927).

Данные о сталях для этих валов — см. также в „Automobiltechnisches Handbuch" 7-е изд., стр. 136 и сл., и F. Huth, „Baustoffe und Bauteile des Flugzeugs", 1918, стр. 14 — 30. [*Ред.*].

[1]) Из опубликованных ранее работ автора следует упомянуть: Z. d. V. d. I., 1901, стр. 1567 и сл.; 1902, стр. 141 и 142; 1913, стр. 1594 и 1595.

К более позднему времени относятся статьи Кутцбаха, „Gemeinsame Probleme des Maschinenbaus", Z. d. V. d. I., 1915, стр. 849 и сл., и Леона (Leon), Z. d. V. d. I., 1917, стр. 214 и сл. Примеры аварий, вызванных несоблюдением этого конструктивного правила, приведены в труде Гюльднера, упомянутом на стр. 98.

[2]) При применении круглых катанных (прокатанных на оправке по калибру и затем пропущенных через калибровочный стан для придания точно круглого профиля), а также волоченых валов с более или менее гладкой цилиндрической поверхностью (этот способ обработки применяют, чтобы съэкономить обточку), нужно иметь в виду, что поверхность вала нередко не представляет собой достаточно точного кругового цилиндра и что в результате пробирания на ней шпоночных канавок, снятия лысок и т. п., те большие напряжения в материале, которые вызываются способом обработки его (обжатие поверхности), на одной стороне вала исчезают, или по крайней мере, уменьшаются, что̀ имеет следствием искривление или коробление вала. Чтобы установить, в какой мере прорезание канавок в обжатых валах влияет на их искривление, автор произвел ряд опытов, попутно определив, как ведут себя в тех же условиях валы из обыкновенного прокатного железа. Можно ожидать, что и в последнем случае должно иметь место некоторое искривление вала, хотя и значительно меньшее. В виду этого, установилось выросшее на почве заводской практики правило, применяемое и в отношении необжатого материала и заключающееся в том, чтобы в тех случаях, когда не-

и строения материала сюда не относится [1]). (См. валы, приведенные в томе I, стр. 129). Полые валы, при равной сопротивляемости, получаются, конечно, более легкими, чем валы сплошного сечения. При назначении толщины стенок следует принимать во внимание сказанное в E. u F., 8-е изд., стр. 385 и сл.

Оси и валы, изображенные на фиг. 575, стр. 66, фиг. 1, 3 табл. 24 и фиг. 1 табл. 25, представляют примеры применения сплошного круглого сечения.

На фиг. 2 табл. 24 показан случай применения кругового кольца, как сечения чугунного вала для водяного колеса. При выборе наименьшего внутреннего диаметра вала решающее значение имеет минимальная допустимая толщина шишки. В данном случае этот размер не должен составлять менее 100 *мм*. Если толщина стенок получается по расчету малой, то при ее определении следует считаться с возможностью бокового смещения шишки. Каждый такой вал должен иметь доста-

---

обходимо возможно полнее устранить указанное влияние канавок, обрабатывать их ранее снятия при обточке последней стружки.

О результате этих опытов было сообщено в Z. d. V. d. I., 1898, стр. 1279. Были исследованы два обжатых вала, диам. 75 *мм* и 50 *мм*, и один вал из обыкновенного прокатного железа, диам. 70 *мм*. Оба обжатых вала искривились вследствие прорезания канавок (канавки были продорожены фрезой), и притом — как и следовало ожидать — вогнутостью в сторону канавки; более тонкий вал искривился значительно сильнее (прогиб 3,105 *мм* на 3240 *мм* длины), чем более толстый (прогиб 1,28 *мм* на 3240 *мм*). Помимо других причин, это различие объясняется тем обстоятельством, что канавка более тонкого вала имела относительно большее поперечное сечение. Вал из обыкновенного прокатного железа также искривился в результате пробирания канавки, однако, значительно меньше (прогиб 0,37 *мм* на 3240 *мм*). Искривление его оказалось примерно в четыре раза меньше по сравнению с искривлением обжатых валов.

[1]) В одной конструкции фирмы Фридр. Крупп в Эссене (герм. пат. № 159406 от 20/III 1904 г.) цапфа кривошипа высверлена в целях охлаждения. Снаружи щек колена канал заканчивается раковинообразными чашками, отверстия которых обращены в противоположные стороны, благодаря чему одна чашка нагнетает, а другая засасывает воздух.

Мнение, будто высверливание вала дает бо́льшую гарантию в отношении качества материала, является обоснованным лишь в ограниченной мере. Очевидно, что у толстых валов, несмотря на безупречные качества материала, высверленного из центрального канала, могут быть эксцентрично расположенные усадочные раковины и газовые пузыри. Пример этого приводит Лаше в своей работе, упомянутой на стр. 6, в главе „Роторы динамомашин".

Лаше подробно рассматривает этот вопрос и показывает, что у быстро вращающихся валов роторов динамо, в материале которых центробежные силы от расположенных по окружности масс вызывают высокие напряжения, высверливание центрального канала может повлечь за собою значительное уменьшение прочности. Поэтому Всеобщая Компания Электричества (A. E. G.), в Берлине, изготовляет такие валы сплошными и подвергает их специальной пробе „на нагрев": вал при медленном вращении подвергается нагреву, турбинный — до 300°C, вал ротора динамо — до 150°C. Если при этом он искривляется больше, чем на 0,04 *мм* до 0,05 *мм*, то из этого заключают о недопустимых, оставшихся, несмотря на отжиг, напряжениях вследствие ковки или же о наличии эксцентрически расположенных раковин. Другие примеры таких случайных пороков в материале валов приведены в упомянутой книге. Она содержит, кроме того, ряд ценных сведений о конструкциях, изготовлении и монтаже валов турбин и роторов генераторов электрического тока, а также о технических условиях на материалы турбинного завода A.E.G. Там же имеется описание испытаний материала, взятого из готовой поковки, при чем на основании цифровых данных подтверждается тот известный опытным инженерам факт, что материал толстых поковок внутри менее плотен, нежели ближе к поверхности.

См. также F. u. G. d. K., 2-е изд., стр. 110 и сл.

точно длинный цилиндрический участок, на котором во время монтажа можно было бы установить ватерпас.

На фиг. 6 табл. 4 изображен конец вала, склепанного из листов и снабженного чугунными цапфами. В виду того, что напряжение меняет знак, клепку нужно вести холодным способом или же рассчитывать поставленные в горячем виде заклепки на уменьшенную нагрузку. Для того, чтобы обе цапфы имели общую геометрическую ось, их после вклепывания необходимо обточить. Относительно расчета такого вала отсылаем читателя к тому I, стр. 413 и сл.

Фиг. 4 и фиг. 5 табл. 24 показывают концы деревянных валов для водяных колес, снабженные чугунными цапфами. Необходимо следить за тем, чтобы обе цапфы вала имели общую геометрическую ось. Как замечено выше, это может быть достигнуто обточкой цапф, после того, как они будут соединены валом.

Для расчета подобного соединения цапф остановимся на укрепленной болтами и гайками цапфе по фиг. 4.

Давление на цапфу P дает на поверхности соприкосновения чугунной плиты цапфы с торцевой поверхностью деревянного вала сдвигающую силу P и пару сил Pa. Первая должна быть воспринята закраиной mm плиты, а момент Pa затяжкой болтов, расположенных ниже известной линии xx, и одновременно, — сопротивлением расположенных выше этой линии элементарных площадок вала прижатой к ним чугунной плите. Болты испытывают при этом удлинение, тем большее, чем дальше они отстоят от линии xx, а упомянутые волокна дерева — сжатие. Исследование условий упругости приводит к определению положения линии xx, которая по своим свойствам аналогична нейтральной (нулевой) линии в случае обычного упругого изгиба. В виду того, что выполнить соответствующие расчеты без довольно ненадежных предпосылок невозможно и в виду того, что самые расчеты отличаются бо́льшей сложностью, чем это соответствует практическому значению предмета, мы будем исходить непосредственно из допущения, что линия xx совпадает с горизонтальной прямой, пересекающей ось вала под прямым углом.

Напряжение болтов будет больше всего в том случае, если два из них окажутся на линии xx.

Пусть обозначают:

y_1 расстояние болта 1 от прямой xx,

y_2 расстояние болтов 2 от прямой xx,

S_1, соотв. S_2 вызванную моментом Pa силу, растягивающую эти болты,

S' силу, растягивающую воображаемый болт, находящийся в расстоянии 1 $см$ от линии xx, вызываемую моментом Pa,

N равнодействующее давление, оказываемое волокнами дерева на плиту цапфы, обусловленное моментом Pa,

y_3 расстояние точки приложения N от прямой xx,

$2r$ диаметр окружности, по которой расположены болты,

D диаметр торцевой поверхности вала.

При этом можно положить

$$S_1 = S'y_1, \qquad S_2 = S'y_2.$$

Следовательно,

$$Pa = S_1y_1 + 2S_2y_2 + Ny_3 = \\ = S'(y_1^2 + 2y_2^2) + Ny_3.$$

Кроме того,

$$-N+S_1+2S_2=0,$$
$$N=S'(y_1+2y_2).$$

Отсюда, если принять во внимание равенство

$$S'=\frac{S_1}{y_1}$$

получается

$$Pa=\frac{S_1}{y_1}(y_1^2+2y_2^2)+\frac{S_1}{y_1}(y_1+2y_2)y_3,$$
$$S_1=\frac{Pa}{\left(y_1+2\frac{y_2^2}{y_1}\right)+\left(1+\frac{2y_2}{y_1}\right)y_3}.$$

Здесь

$$y_1=r,$$
$$y_2=r\sin 45^\circ=r\sqrt{0{,}5}.$$

При определении y_3 исходят из того, что нормальные напряжения в элементах торцевой поверхности деревянного вала, которые давят на плиту цапфы, пропорциональны расстояниям от оси; следовательно, их можно изобразить, как высоты подобных прямоугольных треугольников, имеющих основанием соответствующее расстояние от прямой xx. Точка приложения N будет при этом центром давления, поэтому ее расстояние от xx, как известно, может быть определено из равенства

$$y_3=\frac{\text{момент инерции}}{\text{статический момент}}=\frac{\frac{\pi}{128}D^4}{\frac{\pi}{8}D^2\frac{2}{3\pi}D}=\frac{3\pi D}{32}\cong 0{,}3\,D.$$

Отсюда

$$S_1=\frac{Pa}{2r+(1+\sqrt{2})\,0{,}3\,D}=\frac{Pa}{2r+0{,}72\,D}.$$

Пример.

$$P=4500\ кг,\qquad a=15\ см,\qquad r=24\ см,\qquad D=56\ см.$$

При этих значениях последняя формула дает

$$S_1=\frac{4500\cdot 15}{48+40{,}3}=764\ кг.$$

Наибольшее удельное давление, испытываемое деревом в результате действия момента Pa, равно

$$\sigma_1=\frac{4500\cdot 15}{\frac{\pi}{32}56^3}\cong\frac{4500\cdot 15}{0{,}1\cdot 56^3}=3{,}84\ кг/см^2.$$

Чтобы при сменах растяжения и сжатия, происходящих вследствие вращения вала, между валом и плитой цапфы не получался зазор, болты должны быть предварительно туго затянуты. Предположим, что затяжка болтов такова, что давление между плитой и деревом составляет, по крайней мере, $\sigma_1=3{,}84\ кг/см^2$. Тогда для затягивания болтов необходима общая сила

$$S=\frac{\pi}{4}56^2\cdot 3{,}84=9460\ кг.$$

Это дает для каждого болта

$$\frac{9460}{8}=1182{,}5\ кг.$$

Следовательно, полное напряжение одного болта (если отказаться от более подробного исследования распределения напряжений на основе деформаций железа и дерева, что в данном случае представляется допустимым) получается равным

$$1182 + 764 = 1946 \ кг,$$

из которых 1182 $кг$ обусловлены напряжением на скручивание. Согласно ур. (185) и (191) (том I, стр. 203 и 208), диаметр болта в дюймах получается следующим образом:

$$1946 = 1600\, d^2,$$

$$d = \sqrt{1{,}22} = {}^9/_8'' = 29 \ мм,$$

соответственно,

$$1182 = 1200\, d^2,$$

$$d = 1'' = 25{,}4 \ мм.$$

Таким образом, решающее значение имеет общее напряжение, и потому следует принять

$$d = {}^9/_8'' = 1{}^1/_8''.$$

Наибольшее удельное давление для дерева получается равным

$$2 \cdot 3{,}84 = 7{,}68 \ кг/см^2.$$

Отметим, что приведенный выше приближенный расчет дает для болтов скорее слишком высокое, чем слишком низкое напряжение, тогда как для дерева действительное напряжение оказывается больше. Практического значения это не имеет, так как упомянутое напряжение все еще остается значительно ниже допускаемого предельного значения.

Самую плиту следует рассчитывать на изгиб по формулам стр. 61 тома I. По поводу этого расчета никаких особых замечаний в этом случае делать не приходится.

Высота h закраины m обусловлена величиной сдвигающей силы P. Вследствие переменного характера напряжений, примем давление между закраиной и деревом, вызываемое силой P, равным всего лишь примерно $\frac{1}{2}$ допускаемого, т.-е. примем $k = 20 \ кг/см^2$. Тогда

$$h = \frac{4500}{20 \cdot 56} = 4 \ см.$$

Для определения толщины s закраины рассмотрим вырезанную из нее полоску шириной в 1 $см$. Принимая во внимание несовершенное прилегание, а также необходимость сильного натягивания закраины на конический конец вала, удельное давление между нею и валом можно допустить не более 40 $кг/см^2$. Таким образом толщина закраины получится приближенно из равенства

$$h \cdot 1 \cdot 40 \frac{h}{2} = \frac{k_b}{6} 1 \cdot s^2.$$

Допускаемое напряжение на изгиб, согласно тому I, стр. 106 и сл., можно принять равным

$$k_b = \frac{420 + 280}{2} = 350 \ кг/см^2,$$

откуда

$$40 \frac{4^2}{2} = \frac{350 s^2}{6},$$

$$s \sim 2{,}4 \ см.$$

Поперечные ребра $n\,n$ имеют целью предупредить проворачивание цапфы относительно вала.

Длина болтов должна быть, по крайней мере, настолько велика, чтобы дерево не срезалось в направлении параллельном волокнам. Допускаемое напряжение дуба на срез в этом направлении примем равным, в видах полной безопасности, 3 *кг/см*^{2}. Так как квадратная гайка, согласно уравнению

$$1946 = 60\left(s_1^2 - \frac{\pi}{4}3^2\right),$$

должна иметь сторону

$$s_1 \cong 6{,}5 \text{ см},$$

то для расстояния e гайки от торцевой поверхности вала получается уравнение

$$1946 = 3 \cdot 6{,}5 \cdot e \cdot 3,$$
$$e = 33{,}2 \text{ см}.$$

Это значение мы округляем до 350 *мм*.

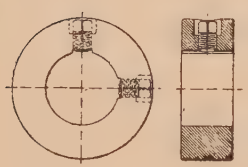
На фиг. 2 табл. 29 изображен, по чертежам завода Тиссен (Maschinenfabrik Thyssen & Co, A.-G., Mülheim-Ruhr), составной коленчатый вал крупного газового двигателя, служащего для привода динамо. Все части вала сделаны из мартеновской стали, за исключением болтов, служащих для укрепления противовесов и изготовленных из литого железа. Щеки колена насажены на вал в горячем состоянии. Так же выполнено и соединение их с шейкой. Вставленный в горячем виде конец вала (а также и цапфы) переходит в охватываемую подшипником часть посредством галтели, кольцеобразно окруженной наружной цилиндрической поверхностью этой части, как детально изображено на табл. 29 слева. Этим удовлетворено формулированное на стр. 130 требование избегать резких переходов. При расположенной снаружи галтели шейки трудно достигнуть полного ее прилегания. Представленная конструкция с внутренней галтелью защищена герм. пат. № 232 725 от 28/IV 1909 г., выданным фирме Фридр. Крупп.

Каждый вал в одном месте должен быть предохранен от сдвига в осевом направлении. Дело в том, что даже на вал, не предназначенный для передачи осевых сил, могут воздействовать, вследствие случайных внешних влияний, силы, которые будут стремиться сдвинуть его в направлении оси. Так как для обыкновенных валов применяется прокатное круглое железо, наварка на них бунтов (поясков, обварок) обходится дорого и, кроме того, препятствует надеванию и сниманию цельных шкивов и т. д., и так как заточка шеек, в целях предохранения вала от сдвига, чрезвычайно уменьшает их работоспособность, на что было указано выше (см. стр. 75), — то для закрепления валов в аксиальном направлении часто приходится насаживать на них особые кольца, называемые установочными кольцами. В целях безопасности рабочих, могущих оказаться поблизости от таких валов, при конструировании этих колец следует принять за правило, что они не должны иметь выступающих частей. Поэтому конструкцию с болтами, шестигранные головки которых выступают над кольцом, следует отвергнуть; такое установочное кольцо с выступающим болтом может быть допущено только в том случае, если оно совершенно закрыто кожухом или предохранительной обечайкой *).

*) Установочные кольца с выступающими частями у нас запрещены постановлением НКТ от 1/VII 1920 г. Описание безопасного установочного кольца по конструкции Петера см.

На фиг. 6 табл. 24 показано обыкновенное установочное кольцо из железа, имеющее наверху шпильку с головкой, а внизу шпильку с квадратиком. Форма головки должна допускать сильное затягивание винта. Торцевую поверхность винта, которая может быть обработана также по фиг. 7, закаливают. На фиг. 8 и 9 табл. 24 показаны полые винты, которые при той же толщине установочных колец допускают более длинную резьбу, чем сплошные. Так как они не выступают над кольцом, то и не требуют никаких предохранительных приспособлений. Рекомендуется снабжать такие винты мелкой резьбой, чтобы затруднить их самоотвинчивание вследствие сотрясений вала. Нажимным винтам с кольцеобразной торцевой поверхностью, фиг. 7 и 9 табл. 24, ставят в упрек, что сильно прижатая к валу кольцевая кромка их легко открашивается и образует заусенцы, а последние препятствуют или даже делают вовсе невозможным передвижение кольца, сконструированного по фиг. 6 табл. 24, вдоль вала. Поэтому Вюльфельский завод (Eisenwerk Wülfel, Hannover-Wülfel) в установочных кольцах, которые приходится передвигать, прорезает канавки, как это видно на фиг. 602.

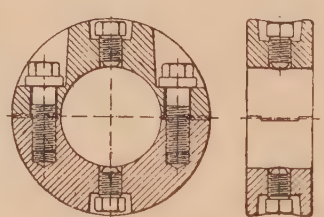
Фиг. 602.



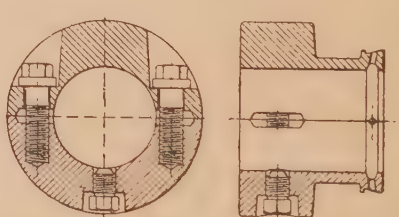
Если концу установочного винта, как это бывает большею частью, придают коническую форму, то следует обращать внимание на то, чтобы коническая поверхность имела достаточную опору (см., например, табл. 19 внизу слева), а не упиралась в вал только острием. В противном случае, вследствие чрезмерного удельного давления, может получиться остающаяся деформация материала вала, что впоследствии вызовет ослабление винта. Плоское прилегание конца винта устраняет эту опасность.

По сравнению с неподвижными буртами установочные кольца представляют преимущество большей свободы при монтаже, а также дают возможность, по мере износа, компенсировать его перестановкой кольца. Кроме того, как уже было упомянуто, бунты могут явиться препятствием при установке шкивов и колес, особенно, если такая установка должна производиться после монтажа. Установочные кольца такого препятствия представить не могут. В некоторых случаях бывает нужно разделить кольцо на две половины, что, правда, связано с значительным повышением цены. Фиг. 603 показывает свертное из двух половин установочное кольцо завода Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G., Dessau (в дальнейшем сокращенно BAMAG), со ступенчатым стыком, облегчающим сборку кольца, так как благодаря такой форме стыка торцевые поверхности обеих половин непременно лежат в одной плоскости. Фиг. 604 изображает другую конструкцию той же фирмы, при-

Фиг. 603.



Фиг. 604.



в издании „Охрана жизни и здоровья рабочих в промышленности“, 1913, т. I, ч. 1, стр. 238. В этом кольце, состоящем из наружной втулки и внутреннего разрезного конуса, прижимаемого к валу — с одной стороны и наружной втулке — с другой, при помощи нажимной гайки, стопорный конус удерживается на месте благодаря силе трения. [*Ред.*].

меняемую в тех случаях, когда над вкладышем, в торцевую поверхность которого упирается кольцо, выступает масляный колпак корпуса (подшипники с кольцевой смазкой). Вюльфельский завод пользуется разъемными установочными кольцами одновременно и как смазочными кольцами (см. дальше „Подшипниками“) и, в целях лучшей подачи масла, придает им шероховатую наружную поверхность.

Цельные установочные кольца для диаметров вала до 200 *мм* стандартизованы таблицами DIN 704 и 705, которые приведены ниже.

Здесь следует еще упомянуть о съемном бунте, фиг. 2 табл. 13, диаметр которого может быть определен в зависимости от величины аксиальной составляющей давления на зубцы. Регулировку его легко осуществить, вынимая шайбы из тонкого железа, заложенные между ним и торцевой поверхностью вала. Если аксиальное усилие, стремящееся сдвинуть вал, настолько велико, что не может быть воспринято установочными кольцами или бунтами, вал снабжают гребенчатой цапфой, описанной выше на стр. 58 и 59, или, лучше, упорной цапфой, в тех случаях, когда это допускают условия.

Зандер (Julius Sander, герм. пат. № 85 644 от 10/IX 1895 г.) заменяет подвижной бунт подшипником, переставляющимся в осевом направлении. Этот подшипник устроен так, что его вкладыш можно переставлять в направлении оси посредством червячной передачи.

К неподвижным буртам, согласно сказанному, следует прибегать в тех случаях, когда установочные кольца представляются слишком слабым или недостаточно надежным устройством *). Неподвижные бунты располагают либо посредине подшипника (фиг. 1 табл. 40), либо у его торцов (фиг. 1 табл. 26). У кривошипных валов поршневых двигателей бунт устраивают только с одной стороны, а с другой стороны положение вала обеспечивается примыканием к подшипнику кривошипа (фиг. 1 табл. 25).

Вал целесообразно обеспечивать от продольного перемещения в том месте, где такое перемещение особенно нежелательно, например, трансмиссионные валы — в непосредственной близости от главного привода. Если последний осуществляется коническими колесами, то соблюдение этого правила становится обязательным.

При установке линии валов (трансмиссии), равно как и при устройстве опор для отдельного вала, следует помнить о том, что колебания температуры влекут за собой изменения длины, которые должны развиваться, не вызывая чрезмерного нагрева, прогибов вала или даже поломок. Если вал, который входит в состав трансмиссионной линии, при помощи подшипника закреплен в одном месте в аксиальном направлении, то вал, или вся линия, должны иметь возможность перемещаться в остальных подшипниках на величину, соответствующую ожидаемым температурным изменениям. См., напр., фиг. 3 табл. 30. Но и у одиночного подшипника, к торцам которого прилегают неподвижные бунты вала, между буртами и вкладышем

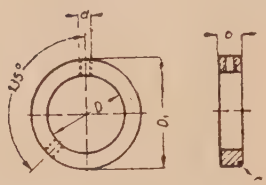
*) Бунты применяют особенно часто в тех случаях, когда на вал действуют осевые усилия, вызываемые коническими зубчатыми колесами и при включении и выключении больших фрикционных муфт. В настоящее время на гладкие валы бунты насаживаются в горячем состоянии; на фасонных валах бунты получаются посредством ковки или обточки. В этом последнем случае они представляют одно целое с телом вала. Размеры бунтов см., напр., в каталогах BAMAG, Dessau, № 340, стр. 48; J. John, Lodz, № 300, стр. 13 до 16; Т-ва „Мотор“ Рига, 1908, стр. 109, и др. [*Ред.*].

УСТАНОВОЧНЫЕ КОЛЬЦА

Закрепление шпильками с резьбой Витворта

DIN 704

Размеры в *мм*



При $D = 18$ до 30 *мм* одна шпилька.
При $D = 32$ до 200 *мм* две шпильки.
Обозначение установочного кольца с диаметром отверстия $D = 80$ *мм* для закрепления шпилькой с нарезкой Витворта:

Установочное кольцо 80 DIN 704

Установочное кольцо					Шпилька		Установочное кольцо					Шпилька	
Отверстие D	Наружный диаметр D_1	Ширина b	Закругл. r	Резьба d	Резьба × длина DIN 437	Резьба × длина DIN 552	Отверстие D	Наружный диаметр D_1	Ширина b	Закругл. r	Резьба d	Резьба × длина DIN 437	Резьба × длина DIN 552
18 и 19	34	13	1,5	1/4″	1/4″ × 8	1/4″ × 10	82 и 85	120	23	2,5	1/2″	1/2″ × 18	1/2″ × 22
20 и 21	36	13	1,5	1/4″	1/4″ × 8	1/4″ × 10	88 и **90**	130	23	2,5	1/2″	1/2″ × 20	1/2″ × 22
22 и 23	40	13	1,5	1/4″	1/4″ × 10	1/4″ × 12	92 и 95	135	23	2,5	1/2″	1/2″ × 20	1/2″ × 22
24 и **25**	42	15	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 12	98, **100** и 102	145	26	2,5	1/2″	1/2″ × 22	1/2″ × 25
26 и 27	45	15	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 12							
28 и **30**	50	15	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 12	105, 108 и **110**	155	26	2,5	1/2″	1/2″ × 22	1/2″ × 25
32 и 33	52	16	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 12							
34 и **35**	55	16	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 12	112 и 115	165	30	4	5/8″	5/8″ × 25	5/8″ × 30
36 и 38	58	16	1,5	5/16″	5/16″ × 10	5/16″ × 14	118 и 120					5/8″ × 22	5/8″ × 25
40 и 42	62	18	1,5	3/8″	3/8″ × 10	3/8″ × 14	122 и **125**	180	30	4	5/8″	5/8″ × 28	5/8″ × 30
44, **45** и 46	68	18	1,5	3/8″	3/8″ × 12	3/8″ × 14	128 и 130					5/8″ × 25	5/8″ × 28
48 и **50**	75	18	2,5	3/8″	3/8″ × 12	3/8″ × 16	135 и **140**	195	30	4	5/8″	5/8″ × 28	5/8″ × 30
52 и **55**	80	20	2,5	3/8″	3/8″ × 12	3/8″ × 16	145 и 150	205	30	4	5/8″	5/8″ × 28	5/8″ × 30
58 и **60**	90	20	2,5	3/8″	3/8″ × 16	3/8″ × 20	155 и **160**	220	36	4	3/4″	3/4″ × 30	3/4″ × 35
62 и 65	95	20	2,5	3/8″	3/8″ × 16	3/8″ × 20	165 и 170	230	36	4	3/4″	3/4″ × 30	3/4″ × 35
68 и **70**	100	20	2,5	3/8″	3/8″ × 16	3/8″ × 20	175 и **180**	245	36	4	3/4″	3/4″ × 30	3/4″ × 40
72 и 75	110	23	2,5	1/2″	1/2″ × 16	1/2″ × 20	185 и 190	260	36	4	3/4″	3/4″ × 35	3/4″ × 40
78 и **80**	115	23	2,5	1/2″	1/2″ × 16	1/2″ × 20	195 и **200**	270	36	4	3/4″	3/4″ × 35	3/4″ × 40

Вместо загругления радиусом r установочные кольца могут снабжаться соответствующим скосом.

Для трансмиссионных валов по DIN 114 действительны лишь диаметры D, напечатанные жирным шрифтом.

Шпильки для крепления заказываются особо по DIN 437 (с кольцевой опорной поверхностью) и 552 (с острым концом).

Если могут иметь место несчастные случаи, то шпильки не должны выступать из установочных колец.

Резьба: Витворта по DIN 11.

Материал: литая сталь.

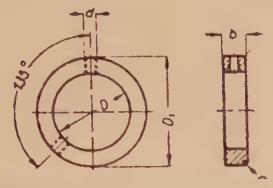
Октябрь 1926 г.

УСТАНОВОЧНЫЕ КОЛЬЦА

Закрепление шпильками с метрической резьбой

DIN 705

Размеры в *мм*



При $D =$ 2 до 30 *мм* одна шпилька.
При $D =$ 32 до 200 *мм* две шпильки.

Обозначение установочного кольца с диаметром отверстия $D = 80$ *мм* для закрепления шпилькой с метрической резьбой:

Установочное кольцо 80 DIN 705

Установочное кольцо					Шпилька		Установочное кольцо					Шпилька	
Отверстие	Наружный диаметр	Ширина	Закругл.	Резьба	Резьба × длина		Отверстие	Наружный диаметр	Ширина	Закругл.	Резьба	Резьба × длина	
					DIN 438	DIN 553						DIN 438	DIN 553
D	D_1	b	r	d			D	D_1	b	r	d		
2	7	4	0,4	M 1,4	—	M 1,4 × 3	58 и **60**	90	20	2,5	M 10	M 10 × 16	M 10 × 20
2,5 и 3	9	5	0,4	M 1,7	—	M 1,7 × 4	62 и 65	95	20	2,5	M 10	M 10 × 16	M 10 × 20
3,5 и 4	12	6	0,4	M 2	—	M 2 × 5	68 и **70**	100	20	2,5	M 10	M 10 × 16	M 10 × 20
4,5 и 5	14	7	0,4	M 2,6	—	M 2,6 × 6	72 и 75	110	23	2,5	M 12	M 12 × 16	M 12 × 20
5,5 и 6	16	8	1	M 3	—	M 3 × 7	78 и **80**	115	23	2,5	M 12	M 12 × 16	M 12 × 20
7 и 8	20	9	1	M 4	—	M 4 × 8	82 и 85	120	23	2,5	M 12	M 12 × 18	M 12 × 22
9, 10 и 11	25	10	1	M 5	M 5 × 8	M 5 × 10	88 и **90**	130	23	2,5	M 12	M 12 × 20	M 12 × 22
12 и 13	28	12	1	M 6	M 6 × 8	M 6 × 10	92 и 95	135	23	2,5	M 12	M 12 × 20	M 12 × 22
14 и 15	30	12	1,5	M 6	M 6 × 8	M 6 × 10	98, **100** и 102	145	26	2,5	M 12	M 12 × 22	M 12 × 25
16 и 17	32	12	1,5	M 6	M 6 × 8	M 6 × 10							
18 и 19	34	13	1,5	M 6	M 6 × 8	M 6 × 10	105, 108 и **110**	155	26	2,5	M 12	M 12 × 22	M 12 × 25
20 и 21	36	13	1,5	M 6	M 6 × 8	M 6 × 10							
22 и 23	40	13	1,5	M 6	M 6 × 10	M 6 × 12	112 и 115	165	30	4	M 16	M 16 × 25	M 16 × 30
24 и **25**	42	15	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 12	118 и 120					M 16 × 22	M 16 × 25
26 и 27	45	15	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 12	122 и **125**	180	30	4	M 16	M 16 × 28	M 16 × 30
28 и **30**	50	15	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 12	128 и 130					M 16 × 25	M 16 × 28
32 и 33	52	16	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 12	135 и **140**	195	30	4	M 16	M 16 × 28	M 16 × 30
34 и **35**	55	16	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 12	145 и 150	205	30	4	M 16	M 16 × 28	M 16 × 30
36 и 38	58	16	1,5	M 8	M 8 × 10	M 8 × 14	155 и **160**	220	36	4	M 20	M 20 × 30	M 20 × 35
40 и 42	62	18	1,5	M 10	M 10 × 10	M 10 × 14	165 и 170	230	36	4	M 20	M 20 × 30	M 20 × 35
44, **45** и 46	68	18	1,5	M 10	M 10 × 12	M 10 × 14	175 и **180**	245	36	4	M 20	M 20 × 30	M 20 × 40
48 и **50**	75	18	2,5	M 10	M 10 × 12	M 10 × 16	185 и 190	260	36	4	M 20	M 20 × 35	M 20 × 40
52 и **55**	80	20	2,5	M 10	M 10 × 12	M 10 × 16	195 и **200**	270	36	4	M 20	M 20 × 35	M 20 × 40

Вместо закругления радиусом r установочные кольца могут снабжаться соответствующим скосом.

Для трансмиссионных валов по DIN 114 действительны лишь диаметры D, напечатанные жирным шрифтом.

Шпильки для крепления заказываются особо по DIN 438 (с кольцевой опорной поверхностью) и 553 (с острым концом).

Если могут иметь место несчастные случаи, то шпильки не должны выступать из установочных колец.

Резьба: метрическая по DIN 13 и 14.

Материал: до диаметра отверстия в 5 *мм*—латунь, свыше 5 *мм*– литая сталь.

Октябрь 1926.

должен быть оставлен зазор; величина его зависит от длины цапфы. Иначе, вследствие различия коэффициентов теплового расширения материалов вала и вкладыша, может получиться защемление. Для сварочного и литого железа и литой стали обычно принимают для коэффициента теплового расширения значение $\frac{1}{80\,000}$ на 1°C, так что, напр., у линии валов из литого железа, длиной в 50 *м*, при разности температур в 40°C пришлось бы рассчитывать на изменение длины в 50 000 $\frac{40}{80\,000} = 25$ *мм*. Более точные данные о коэффициентах теплового расширения приведены в томе I, на стр. 165 и сл.

На бунты, так же, как на установочные кольца, часто возлагают еще вторую задачу: препятствовать маслу вытекать из подшипника вдоль по валу. Для этой цели бунт снабжают разбрызгивающей кромкой, которая, при достаточной скорости, отбрасывает масло, улавливаемое затем масляным колпаком. Переход от бунта к телу вала делают коническим, для того, чтобы при попадании капель масла из маслоуловителя на вал позади бунта это масло снова стекало к разбрызгивающей кромке. У валов, не снабженных бунтами или установочными кольцами, эта цель достигается особыми смазочными кольцами, которые либо вытачиваются цельными (табл. 47, фиг. 2), либо надеваются на вал снаружи, в виде разрезных распорных колец (табл. 11, фиг. 1 и 2). Последний способ, вообще говоря, предпочтительнее.

Германский Комитет по Стандартизации (NADI) таблицей DIN 3 установил так называемые нормальные диаметры от 1 *мм* до 500 *мм*, имея при этом

НОРМАЛЬНЫЕ ДИАМЕТРЫ

1	17	**40**	82	165	330
1,5	18	42	85	170	**340**
2	19	44	88	175	350
2,5	20	**45**	**90**	**180**	**360**
3	21	46	92	185	370
3,5	22	(47)	95	190	**380**
4	23	48	98	195	390
4,5	24	**50**	**100**	**200**	**400**
5	**25**	52	105	210	410
6	26	**55**	**110**	**220**	**420**
7	27	58	115	230	430
8	28	**60**	120	**240**	**440**
9	**30**	62	**125**	250	450
10	32	65	130	**260**	**460**
11	33	68	135	270	470
12	34	**70**	**140**	**280**	**480**
13	**35**	72	145	290	490
14	36	75	150	**300**	**500**
15	(37)	78	155	310	
16	38	**80**	**160**	**320**	

Примечание. Диаметры 37 *мм* и 47 *мм* — для шариковых подшипников.

в виду экономическую цель — по возможности уменьшить число необходимых измерительных и рабочих инструментов и вложенный в них капитал. Эти диаметры обязательны для тех машинных частей, при изготовлении которых в мастерской применяют постоянные калибры (нормальные и предельные — калибры-скобы и пробки) и инструменты (развертки и т. д.). К таким машинным частям относятся, в частности, оси, цапфы, валы и их подшипники, в виду чего мы и приводим выше таблицу нормальных диаметров для них *). Выделенные жирным числа представляют собой нормальные диаметры трансмиссионных валов (DIN 114).

C. МУФТЫ.

Термином муфты обычно пользуются для обозначения всех тех машинных частей, посредством которых два вала связываются так, что образуют одну общую линию. При этом совпадение геометрических осей соединяемых валов отнюдь не является обязательным.

В зависимости от того, является ли соединение жестким, неподвижным или подвижным, или, наконец, способным расцепляться во время хода, различают постоянные, подвижные и раздвижные (сцепные) муфты.

I. Постоянные муфты.

Простейшая муфта изображена на фиг. 1 табл. 31. Чугунный полый цилиндр, расточенный на диаметр вала, надвигается на оба соприкасающихся конца валов и скрепляется с ними посредством клиновых (затяжных) шпонок с головкой. Для предупреждения несчастных случаев эти головки надлежит закрывать со стороны торцов муфты кожухами из жести или кровельного железа, либо иным образом, напр., привинчивая к муфте короткие полые деревянные цилиндры, состоящие каждый из двух половин. О пригодности для указанной цели клиновой шпонки с головкой см. том I, стр. 530 и сл.

Толщина стенки муфты, остающаяся за вычетом глубины клиновой канавки, согласно первой из двух формул (321), том I, стр. 528, при $d_0 = d$ составляет

$$0{,}3d + 1 \text{ см} \text{ **}).$$

Таким образом, если взять высоту шпонки равной $0{,}2\,d$, что более, чем достаточно,

*) С нормалью DIN 3 совпадает таблица значений нормальных диаметров ОСТ 34, получившая обязательную силу для СССР с 1 июня 1927 г. По ОСТ 34 „таблица диаметров распространяется на все детали общего машиностроения, каковые связаны с операцией пригонки по нормальным и предельным калибрам и с использованием нормального развертывающего инструмента. Таблицу диаметров желательно проводить и для всех тех диаметров, которые выполняются с пониженной точностью“. Основания, по которым для диаметров трансмиссионных валов были выбраны значения, составившие в совокупности DIN 114, подробно указаны в книге K. Hentschel, „Transmissionen“, DIN-Buch 6 (2-е изд., 1926), стр. 15—19 (русский перевод, изд. „Орга-Металл“, 1927, стр. 16 и сл.). [*Ред.*].

**) Это соотношение получается из условия равенства прочности на скручивание вала и муфты. Если обозначить через s толщину стенок муфты, k_d и k_d' допускаемые напряжения на скручивание материала вала, соотв. материала муфты, то это условие

$$k_d \cdot \frac{\pi}{16} d^3 = k_d' \frac{\pi}{16} \frac{(d+2s)^4 - d^4}{d+2s}$$

то получится

$$s_1 = \frac{0{,}2d}{2} + 0{,}3d + 1 \text{ см} = 0{,}4d + 1 \text{ см} \text{ *}).$$

Длину муфты достаточно брать равной

$$l = 3d.$$

Для того, чтобы у валов, подверженных толчкам или же вращающихся то в одном, то в другом направлении, предупредить нарушение правильной работы вследствие ослабления клиновых шпонок, фирма Gutehoffnungshütte в Обергаузене применяет третий клин, расположенный под прямым углом к двум крепежным клиньям и проходящий, таким образом, поперек муфты. Заколачиванием этого клина затягивают оба крепежных клина (герм. пат. № 111 837 от 25/III 1899 г.) **).

При всей своей простоте, муфта по фиг. 1 табл. 31 (глухая втулочная муфта) имеет и серьезные недостатки. Заклинивание ее нередко влечет за собою искривление вала. Далее, при не вполне одинаковом диаметре концов обоих валов может произойти относительное смещение их геометрических осей. Кроме того, для разъединения валов необходимо сдвинуть муфту вдоль одного из них на $0{,}5l$; это часто бывает осуществимо лишь с большими трудностями, не говоря уже о том, что выколачивание туго сидящих клиновых шпонок с головкой удается далеко не всегда.

От этих недостатков свободна дисковая муфта, изображенная на фиг. 2 табл. 31. На концах обоих валов заклинено по втулке (обычно чугунной) [1]), снабженной диском (фланцем). Эти диски соединены между собой посредством болтов. Для того, чтобы оси валов совпадали, круговой выступ одного диска входит в соответствующую концентрическую выточку другого. Такое обеспечение одноосного соединения обоих валов связано с тем недостатком, что каждый вал можно вынуть лишь после продольного смещения (на высоту h центрирующего выступа) относительно смежного вала. Этот недостаток можно устранить, применяя разъемное промежуточное кольцо, половинки которого при расцеплении вынимаются в направлении поперечном к валу (фиг. 9 табл. 28, конструкция завода BAMAG). Для предупреждения несчастных случаев, гайки и головки болтов утоплены или чаще — лежат

при $k_d : k_d' = 3{,}5$ (вал — железный или валовой стали, муфта — чугунная) после упрощений примет следующую форму:

$$x^4 - 3{,}5x + 1 = 0,$$

где $x = 1 + 2\frac{s}{d}$. Путем последовательных проб находим отсюда

$$x = 1 + 2\frac{s}{d} = 1{,}6, \quad \text{и} \quad \frac{s}{d} = 0{,}3.$$

К тому же соотношению приводит и условие равенства прочности вала и муфты на изгиб. Учитывая ослабление муфты шпоночной канавкой, к полученному результату $s = 0{,}3d$ прибавляют 1 *см*. [*Ред.*].

*) См. ур. (321а), том I, стр. 528. [*Ред.*].

**) Если вал передает момент, меньший, нежели соответствующий его диаметру, муфту нередко крепят, вместо клиновых шпонок, стопорными винтами, утопленными в тело муфты. [*Ред.*].

[1]) Иногда эти диски бывают выкованы за одно целое с самими валами [особенно часто — в судовых валах], как показано, напр., на фиг. 1 до 3 табл. 30, или отлиты с валом в случае литых валов, применяемых, например, в водяных турбинах.

глубже наружного края дисков, вследствие чего для затягивания гаек необходим специальный ключ. Для того, чтобы возможно было вынимать каждый отдельный вал линии без продольного смещения примыкающих к нему валов трансмиссии, фирма A. E. G. в Берлине применяет центрирующий болт, который можно переставлять в направлении оси вала (герм. пат. № 278 160 от 1/V 1913 г.).

Как показывает опыт, торцевые поверхности дисков теряют, вследствие заклинивания, свое перпендикулярное положение относительно оси вала. Поэтому валы, соединенные подобной муфтой, в месте своего стыка пересекаются или скрещиваются, хотя и под весьма малым углом, соответственно — с весьма малым взаимным смещением. Следовательно, в этом месте валы образуют „перелом“ [1]). Для устранения этого необходимо после заклинивания обточить диски еще раз. Особенно надежным оказывается скрепление диска с валом в том случае, если втулка надевается на вал в горячем состоянии или напрессовывается на него. Устройство при этом на валу весьма небольшого заплечика высотой, примерно, от 1 до 2 *мм*, имеющего целью фиксировать положение втулки, оказывается целесообразным, хотя и не безусловно необходимым. Этот заплечик должен переходить в вал посредством галтели.

Болты, соединяющие диски подобной муфты, должны передавать крутящий момент с одного диска на другой. Они осуществляют это в первую очередь — посредством трения, вызываемого тем, что оба диска при сильном затягивании гаек плотно прижимаются друг к другу. При сотрясениях это сопротивление трения может частично уничтожиться (см. том I, стр. 294, *c*, 2-й абзац). В этом случае по отношению к передаче крутящего момента начинает играть роль прочность болтов на изгиб. В виду этого, для соединения дисков целесообразно применять точеные болты, хорошо пригнанные к сверленым отверстиям. Если при значительной величине передаваемой силы последняя меняет свое направление или же действует толчками, то вместо цилиндрических болтов рекомендуется применять конические (призонные) по фиг. 142 (том I, стр. 216), как это и показано на примере муфты, соединяющей два вала, на фиг. 2 табл. 30.

В отношении размеров дисковой муфты, в связи с изложенным выше, действительны следующие указания *).

Диаметр отверстия втулки, сидящей на валу (ср. фиг. 2 табл. 31):

$$d_1 = d - 0{,}4 \text{ } см \quad \text{до} \quad d - 0{,}2 \text{ } см.$$

Толщина стенки втулки (как в случае фиг. 1 табл. 31):

$$s_1 = 0{,}4d + 1{,}0 \text{ } см.$$

Длина втулки дисков, насаживаемых в горячем состоянии или под прессом:

$$l \geqq \frac{5}{4} d,$$

для дисков, закрепляемых на валу при помощи клиновых шпонок:

$$l \geqq \frac{3}{2} d.$$

[1]) Это, конечно, относится не только к дискам рассматриваемой муфты, но и к другим заклиниваемым дискам и колесам. Упомянутое обстоятельство заслуживает большего внимания, чем ему обычно уделяют.

*) Чрезвычайно подробный расчет дисковых муфт (как, впрочем, муфт и др. типов) приведен в курсе Помини (O. Pomini, „Costruzione di macchine“), том II (1922), стр. 298—320. [*Ред.*].

Толщину болтов можно принимать равной приблизительно

$$\delta = \frac{d}{8} + 1 \text{ см} \text{ до } \frac{d}{8} + 1{,}5 \text{ см}$$

с округлением до ближайшего нормального размера. Число i соединительных болтов можно определить из того условия, чтобы трение, вызываемое посредством затягивания гаек, было достаточным для передачи крутящего момента $M_d = \frac{1}{5} k_d d^3$. Для того, чтобы повысить коэффициент трения, рекомендуется при обточке дисков оставлять их торцевые поверхности шероховатыми.

Как указано выше, в случае надобности (когда одного только трения недостаточно) болты должны оказаться достаточно прочными и на изгиб, для передачи соответствующих усилий. Если при этом предположить, что направление силы не меняется или, если и меняется, то ее величина после перемены направления меньше ее обычного максимального значения, составляя, примерно, не более его половины, то допускаемое напряжение на изгиб k_b в формуле

$$\frac{M_d}{y_i} \frac{x}{2} = 0{,}1 \; k_b \delta^3$$

может быть принято довольно значительным — при условии, что можно рассчитывать на работу всех болтов.

Величина x получается из толщины диска, для которой достаточно принимать значение

$$c = \frac{5}{4} \delta,$$

и высоты опорного прилива (под головку или гайку болта), которая колеблется между 3 и 6 *мм*.

Расстояние y, т.-е. радиус окружности болтовых отверстий, фиг. 2 табл. 31, может быть рассчитано после того, как установлено значение величины a. Последняя определяется тем условием, чтобы между гайкой и наружной поверхностью втулки оставалось достаточно места для действия гаечного ключа. Это условие удовлетворяется, если положить

$$a = 1{,}5 \; \delta.$$

Таким образом,

$$y = 0{,}5 d_1 + s_1 + a.$$

Например, для $d = 100$ *мм* и при $d_1 = 98$ *мм*, получается:

$$s_1 = 100 \cdot 0{,}4 + 10 = 50 \text{ мм},$$

$$\delta = \frac{100}{8} + 10 \cong 22 \text{ мм} \text{ до } \frac{100}{8} + 15 \cong 27 \text{ мм}.$$

Примем поэтому

$$\delta = 1'' = 25{,}4 \text{ мм};$$

тогда

$$c = \frac{5}{4} 25 \cong 31 \text{ мм},$$

$$x = 31 + 4 = 35 \text{ мм},$$

$$a = 1{,}5 \cdot 25 \cong 38 \text{ мм},$$

$$y = \frac{98}{2} + 50 + 38 = 137 \text{ мм}.$$

Следовательно, при среднем значении $M_d = 36 d^3$, коэффициенте трения $\mu = 0{,}25$ (шероховатые поверхности торцов дисков) *) для нагрузки болтов в 300 δ^2, и в предположении, что трение можно считать приложенным в расстоянии y от оси, получаем:

$$\frac{36 \cdot 10^3}{13{,}7} = 300 \cdot 2{,}5^2 i \cdot 0{,}25,$$

откуда

$$i = 5{,}8.$$

В виду этого, на фиг. 2 табл. 31 число болтов принято равным 6. Напряжение болтов на изгиб, которое может при этом возникнуть, не превосходит допускаемого предельного значения, как показывает проведенный выше расчет.

Вообще, для нагрузки болтов в 300 δ^2 [1]) (δ в *см*) действительно соотношение

$$\frac{\frac{1}{5} k_d d^3}{y_r} = 300\, \delta^2 i\, \mu,$$

где y_r обозначает расстояние точки приложения силы трения от оси вала.

Отсюда следует:

$$i = \frac{k_d}{1500 \mu} \cdot \frac{d^3}{\delta^2 y_r}.$$

При более толстых болтах достаточно, конечно, меньшего их числа, но при этом получаются бóльшие размеры, а вместе с тем и более тяжелые муфты. Число i болтов берут обычно четным.

Для того, чтобы обеспечить для силы трения большое плечо, а также чтобы сделать соединение обоих дисков возможно более жестким по отношению к прогибу вращающегося вала (ср. фиг. 574, стр. 64), рекомендуется придавать поверхности соприкосновения дисков форму узкого кольца, расположенного возможно ближе к их периферии, как это изображено на фиг. 3 табл. 31.

Для предохранительного обода муфты, фиг. 2 табл. 31, достаточно брать размеры

$$b = \frac{\delta}{4} + 0{,}5\ см, \qquad e = \frac{5}{4}\delta.$$

Ширину f опорного прилива можно принимать равной диаметру обыкновенной подкладной шайбы, т.-е. по ур. (202) и (202а), том I, стр. 227:

$$f = 2{,}1\,\delta + 0{,}5\ см, \qquad \text{соотв. } f = 1{,}8\,\delta + 0{,}5\ см.$$

Ширину выступа g достаточно делать равной $\frac{s_1}{2}$, для высоты его h можно принять значение $\frac{\delta}{3}$. Размеры шпонки следует определять по данным тома I, стр. 530 и сл.

*) Помини считает, что для точно обточенных дисков, рабочие поверхности которых оставлены такими, какими они вышли из-под чистового резца, коэффициент трения достигает значений, несомненно превышающих 0,3. [*Ред.*].

[1]) Эта нагрузка представляется весьма значительной, так как к ней присоединяется еще добавочное напряжение, происходящее от того, что болты должны обеспечивать достаточную жесткость соединения обоих дисков муфты при связанных с прогибом вала деформациях, которые во время вращения последнего непрерывно меняются (ср. фиг. 574, стр. 64). Определение этого добавочного напряжения, зависящего, главным образом, от расстояния между подшипниками и от нагрузки вала, в частных случаях не представляет больших затруднений. Однако, в общем виде оно не может быть выражено в достаточно простой форме.

Дисковая муфта, которая в прежнее время была в Европе самой распространенной из постоянных муфт, пользуется еще и теперь большим распространением [1]), несмотря на тот свой недостаток, что она позволяет вынуть вал только после сдвига на величину h (конструкция по фиг. 9 табл. 28, как отмечено выше, смягчает этот недостаток), и что при ней на вал нельзя надевать цельные колеса или шкивы, не сняв предварительно муфты. Эта работа по снятию диска муфты, в случае, если его ступица насажена на вал в горячем состоянии или запрессована, очень трудна, а обратное надевание его, в виду связанной с этим новой обточки торцевой поверхности диска, всегда отнимает много времени и обходится дорого. Поэтому шкивы, колеса и т. п. детали, надеваемые на вал, приходится изготовлять разъемными, а кроме того применять только открытые подшипники.

Эти коренные недостатки, в силу которых дисковые муфты следовало бы, собственно говоря, применять только для толстых трансмиссионных валов, отсутствуют в свертной (половинчатой, фланцевой) муфте, изображенной на фиг. 4 табл. 31. Эта муфта состоит из разъемной по аксиальной плоскости ступицы, которая снаружи снабжена углублениями для головок болтов и гаек. Обе половинки муфты имеют чисто строганные плоскости стыка. Их свинчивают, предварительно проложив между ними плотную (напр., чертежную) бумагу, при больших диаметрах вала—двойным слоем. Вместе с этой прокладкой муфту растачивают на диаметр вала. При посадке на вал муфту собирают без бумажных прокладок, благодаря чему обе половины муфты крепко сжимают валы и связывают их трением. Для обеспечения соединения, как в отношении передачи вращательного момента, так и в отношении аксиальных смещений, автор всегда ставил такие муфты на врезной шпонке с цилиндрическими выступами („кнопками“) на концах. Вместо нее можно применять также простроганный кусок полосового железа с вклепанными или ввинченными в него штифтами, что́ обходится дешевле.

Проектирование свертной муфты можно вести следующим образом.

Также и здесь задаемся диаметром δ болтов, а число их i определяем расчетом. Примем

$$\delta = \frac{d}{5} + 1 \text{ см}.$$

Исходя из предположений, что крутящий момент $M_d = 36\, d^3$ должен передаваться трением между валом и половинками муфты, что удельное давление на поверхности соприкосновения везде одинаково по величине и, наконец, что коэффициент трения можно принять равным 0,25, получаем, при нагрузке болтов в 300 δ^2, уравнение

$$\frac{36 d^3}{d} = 300\, \delta^2 \frac{i}{2}\, 0{,}25\, \frac{\pi}{2},$$

откуда

$$i \simeq 0{,}6 \left(\frac{d}{\delta}\right)^2,$$

---

[1]) См. каталоги фирмы BAMAG, Вюльфельского завода, фирм А. Фрид, Флендер и К⁰ (A. Fried, Flender & Co, Düsseldorf), Ломан и Штольтерфот (Lohmann & Stolterfoht, Witten, Ruhr), завода Пениг, завода Полизиуса, фирмы Sächsische Maschinenfabrik, vorm. Richard Hartmann, A.-G. (Chemnitz), фирмы Фогель и Шлегель (Vogel & Schlegel, Dresden) и др. В этих каталогах и проспектах содержатся сведения также и о других муфтах, изготовляемых названными фирмами.

[Основные размеры дисковых муфт стандартизованы DIN 116. См. стр. 151 *Ред.*].

где δ в *см*, при чем должно быть $i \geqq 4$, [но не больше 10. Для выбора числа болтов можно пользоваться следующей табличкой:

$d \leqq 50$	80 до 100	100 до 140	$\geqq 140$ *мм*,
$i = 6$	6 „ 8	8 „ 10	10 „	*Ред.*].

Например, для $d = 100$ *мм*

$$\delta = \frac{100}{5} + 10 = 30 \text{ мм} \left(\cong 1\frac{1''}{8}\right),$$

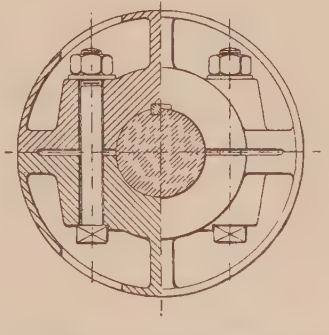
$$i = 0{,}6\left(\frac{100}{30}\right)^2 \cong 6 \text{ (или } i = 0{,}6\left(\frac{100}{29}\right)^2 \cong 6).$$

Строим под углом 45° прямую ob (фиг. 4 табл. 31), выбираем $x \cong \frac{\delta}{3}$, проводим прямую bc и, учитывая размеры гайки, откладываем $\overline{bc}$, примерно, равным 1,1 δ. Расстояние e, в виду необходимости оставить достаточное место для торцевого ключа, должно быть не меньше 1,4 δ. Наружный диаметр муфты получается из того условия, что гайка должна отступать от ее наружной поверхности на величину, примерно, от 3 до 6 *мм*.

Для определения размеров врезной призматической шпонки можно руководствоваться тем, что было сказано о клиньях, применительно к укреплению ими зубчатых колес (том I, стр. 529 и сл.). Толщину стенки муфты (ребра) между каждой парой смежных болтов достаточно брать равной $\frac{2}{3}\delta$.

Эта сравнительно тяжелая муфта получается немного короче, а вместе с тем и немного легче в том случае, если оба средних болта заводить не снизу вверх, как четыре наружных (фиг. 4 табл. 31), а сверху вниз, чтобы их гайки были расположены снизу. Так как для головки болта не требуется столько места, как для гайки, то при этом длина муфты получается несколько меньшей, как это показывает фиг. 5 табл. 31. Если вместо шестигранной головки воспользоваться четырехгранной (прямоугольной), располагая более короткую грань ее параллельно продольной оси муфты, по фиг. 10 табл. 24 [конструкция фирмы Фойт (J. M. Voith, Heidenheim)], то длину муфты можно уменьшить еще значительнее.

Фиг. 605.



Для полного ограждения от несчастных случаев рекомендуется окружать всю муфту предохранительным кожухом в виде цилиндра из тонкого листового железа или жести. Фирма Фогель и Шлегель (Vogel & Schlegel, Dresden) отливает предохранительный цилиндрический кожух вместе с половинками муфты, по фиг. 605, и делает в нем, как это видно из чертежа, окна для торцевого ключа *).

Вообще говоря, болты можно заменить надеваемыми в горячем состоянии кольцами, как это можно видеть на примере разрезной втулочной муфты по фиг. 6 табл. 31. Среднюю толщину стенок втулки берут равной

$$0{,}3\,d + 1 \text{ см},$$

*) Для чугунных свертных муфт размеры отверстия и длины стандартизованы DIN 115 (см. стр. 150). Остальные размеры этих муфт являются свободными. [*Ред.*].

конусность наружной поверхности — от $\frac{1}{25}$ до $\frac{1}{20}$ *) (тангенс половины угла при вершине конуса). Длину втулки принимают около $3d + 2$ *см* до $4d$. Поперечное сечение стяжных колец, надеваемых в горячем состоянии, можно рассчитать совершенно аналогично тому, как это было сделано выше в отношении болтов муфты по фиг. 4 табл. 31. Однако, при посадке колец трудно оценить, достаточно ли сильно половинки муфты прижимаются к поверхности вала, вследствие чего кольца следует насаживать так, чтобы в них развивалось сильное напряжение **). С другой стороны, это напряжение не распределяется равномерно по всему поперечному сечению кольца. Поэтому целесообразно назначать поперечное сечение f колец, сообразуясь с исполненными и испытанными на практике конструкциями подобных муфт. Принимаем

$$f = \frac{d^2}{6} \text{ до } \frac{d^2}{4}.$$

Фирма Ломан и Штольтерфот изготовляет разрезные втулочные муфты с разрезом лишь с одной стороны, как показано на фиг. 7 табл. 31. В остальном эти муфты устроены так же, как муфты по фиг. 6.

Описанные свертные и втулочные муфты, фиг. 4 до 7 табл. 31 и фиг. 10 табл. 24, имеют все же тот недостаток, что для хорошего соединения ими валов необходим точно одинаковый диаметр соединяемых концов последних. От этого недостатка свободна изобретенная Селлерсом и изображенная на фиг. 8 табл. 31 зажимная, или двойная коническая муфта, чаще называемая муфтой Селлерса. Она состоит из полого корпуса (т. наз. наружной втулки), снаружи обточенного на цилиндр, а внутри — расточенного на двойной конус и заключающего в себе две разрезные, снаружи конические, а внутри цилиндрические втулки. При затягивании болтов, расположенных параллельно оси муфты, внутренние втулки прижимаются с одной стороны к соответствующему концу вала, а с другой — к обхватывающему их корпусу муфты. Развивающиеся при этом силы трения и связывают оба вала. Очевидно, что концентрическое и надежное соединение достигается и в том случае, если диаметры обоих валов несколько отличаются один от другого. Тангенс угла наклона конических поверхностей муфты к оси вала составляет около 1 : 8. Для того, чтобы возможно было проверять, не соприкасаются ли торцы обоих внутренних конусов, в корпусе муфты делают иногда отверстие, как показано на фиг. 8 внизу. Фирма BAMAG выпустила на рынок приспособление для разъема конусов муфты Селлерса; впрочем, разъем этих конусов может представить затруднения лишь в особых случаях.

Как ясно из сказанного, муфта Селлерса отличается особой легкостью установки и разборки ***).

---

*) Часто — до $\frac{1}{40}$. [*Ред.*].

**) Стяжные кольца должны быть внутри развернуты на конус, в точности соответствующий поверхности муфты. [*Ред.*].

***) При выборе типа постоянной муфты следует руководствоваться, с одной стороны, приведенными выше указаниями относительно достоинств и недостатков их, а с другой — следующими соображениями. Втулочные муфты закрепляются при помощи клиновых шпонок, которые приходится загонять на место ударами, что очень часто влечет за собою искривление соединяемых валов. Применение муфт Селлерса могло быть оправдано в прежнее время тем

II. Подвижные муфты.

Иногда концы валов требуется соединять таким образом, чтобы они могли несколько перемещаться как в направлении своей оси, так и в перпендикулярном к ней направлении, — например, если нельзя рассчитывать на длительное сохранение обоими валами своего правильного положения в линии трансмиссии и т. д. В таких случаях муфта должна обеспечивать требуемую продольную и поперечную подвижность концов валов.

На фиг. 1 табл. 32 показана конструкция подобной муфты, в несколько иной форме, изобретенная Шарпом (Sharp). Одна половинка муфты снабжена двумя или несколькими призматическими зубцами (кулаками), которые входят с зазором в соответствующие углубления второй половинки муфты. Для предохранения от несчастных случаев острые кромки кулаков должны быть закрыты кожухом.

Фиг. 2 табл. 32 изображает подвижную в осевом направлении (расширительную) муфту несколько устаревшей конструкции. Три кулака муфты точно обработаны. Для обеспечения центрального положения валов муфта снабжена внутри точеным кольцом. Это кольцо должно компенсировать те особенности работы муфты, которые отмечены в выноске 2 на стр. 160 *).

Продольная подвижность соединения валов при более или менее длинных трансмиссиях становится, вследствие неизбежных температурных колебаний, совершенно необходимой, если местные условия не допускают смещения концов трансмиссии (или отдельной части ее) в осевом направлении. Такие условия будут иметь место, например, в том случае, когда один конец трансмиссии лежит в подшипнике, не допускающем осевого перемещения его, а другой конец служит для вращения конических колес или несет на себе фрикционную муфту и т. п. Но даже и в том случае, если аксиальный сдвиг концов трансмиссии возможен, длинные линии валов рекомендуется снабжать расширительными муфтами, чтобы рабочие поверхности валов в подшипниках должны были смещаться в продольном направлении возможно меньше.

обстоятельством, что обычные тогда способы обработки валов не обеспечивали достаточной точности их. В настоящее же время, когда производство валов построено на применении предельных калибров, муфты Селлерса, дорогие и сложные по устройству, а для диаметров свыше 140 *мм* — и более тяжелые по сравнению с постоянными муфтами других типов, утратили свое прежнее значение и в ближайшем будущем, несомненно, совершенно не будут употребляться. Наиболее распространенными типами этих муфт являются в настоящее время муфты дисковые и свертные. Поэтому комиссия NADI стандартизовала лишь эти два типа. Ниже приведены таблицы DIN 115 и 116 для муфт обоих указанных типов.

Остальные размеры муфт, не указанные в этих таблицах, не стандартизованы и являются, следовательно, свободными конструктивными размерами. [*Ред.*].

*) Для проектирования этих муфт можно пользоваться следующими соотношениями (см. фиг. 2 табл. 32):

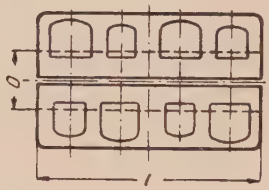
Минимальный диаметр втулок	$D_1 = 1{,}8\,d + 2{,}0\ см$
Полная длина муфты	$L = 1{,}8\,d$ до $1{,}6\,d$
Толщина дисков (без кулака)	$s = 0{,}3\,d + 2{,}0\ см$
Высота кулаков	$h = 0{,}5\,d + 2{,}0\ см$
Наружный диаметр муфты	$D = 4\,d$ до $3\,d$.

Пользуясь этими данными легко проверить удельное давление на рабочей поверхности кулаков и наибольшие изгибающие напряжения в последних. [*Ред.*]

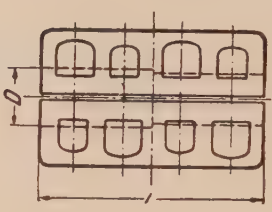
СВЕРТНЫЕ (ПОЛОВИНЧАТЫЕ) МУФТЫ
для трансмиссий

DIN 115

А. Для валов одинакового диаметра



В. Для валов различных диаметров



мм

Диаметр вала D	Наибольшая длина l
25	130
30	130
35	160
40	160
45	190
50	190
55	220
60	220
70	250
80	280
90	310
100	350

Диаметр вала D	Наибольшая длина l
110	390
125	430
140	490
160	560
180	630
200	700
220	770
240	840
260	910
280	980
300	1050

Не указанные размеры являются свободными конструктивными размерами. Поэтому муфта может быть заказываема только целиком, но не отдельными половинками.

Если диаметры соединяемых валов различны по величине, то необходимо выбирать модель, соответствующую большему валу.

Канавки для шпонок по DIN 269.

При запросах и заказах необходимо указывать, должны ли муфты снабжаться шпонками или нет.

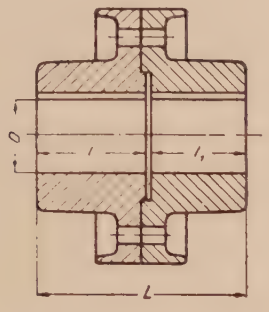
Материал: чугун.

Февраль 1923 г. 3-е (измененное) издание.

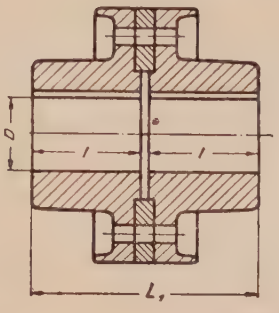
ДИСКОВЫЕ МУФТЫ
для трансмиссий

DIN 116

А. Без промежуточного диска



В. С разъемным промежуточным диском



мм

Диаметр вала D	Наибольшие длины			
	L	L_1	l	l_1
25	130	150	70	59
30	130	150	70	59
35	150	170	80	69
40	150	170	80	69
45	170	190	90	79
50	170	190	90	79
55	190	210	100	89
60	190	210	100	89
70	210	230	110	99
80	230	250	120	109
90	260	280	135	124
100	290	310	150	139

Диаметр вала D	Наибольшие длины			
	L	L_1	l	l_1
110	320	340	165	154
125	350	380	185	164
140	390	420	205	184
160	430	460	225	204
180	470	500	245	224
200	510	540	265	244
220	550	580	285	264
240	600	630	310	289
260	650	680	335	314
280	700	730	360	339
300	750	780	385	364

Не указанные размеры являются свободными конструктивными размерами. Поэтому муфта не может заказываться отдельными половинками, но только целиком.

При запросах и заказах необходимо указывать, должна ли быть на муфте шпоночная канавка или нет.

Если диаметры соединяемых валов различны, то необходимо выбирать модель, соответствующую наибольшему размеру диаметра.

Расстояние между концами валов в муфтах без промежуточного диска должно быть равно 1 *мм*, в муфтах же с промежуточным диском — 10 *мм*.

Шпоночные канавки по DIN 141.

Материал: чугун.

Февраль 1922 г. 3-е (измененное) издание.

Такое смещение всегда влечет за собой повышение трения, не говоря уже о том, что таким образом на рабочие поверхности подшипников легко может быть занесена грязь.

Вюльфельский завод изготовляет расширительную муфту, фиг. 2 табл. 32, с тем усовершенствованием, что вал не заходит в кольцо.

Чтобы уменьшить трение, которым сопровождается перемещение кулаков подвижных муфт, Машиностроительный завод Аугсбург-Нюренбергского Акц. О-ва (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Nürnberg, в дальнейшем сокращенно: MAN) помещает между скользящими друг по другу поверхностями муфты шарики (герм. пат. № 172 944 от 11/VII 1906 г.).

На фиг. 1 табл. 33 показана подвижная в продольном направлении муфта, которую можно разобрать без аксиального перемещения ее половин. Эта муфта часто применяется для соединения валов, приводящих в движение катки прокатных рольгангов. Муфта изготовляется фирмой Тиссен и К° (Maschinenfabrik Thyssen & Co., A.-G., Mülheim-Ruhr). Конструкция ее принадлежит Фатейеру (Fatheuer, герм. пат. № 299 223 от 28/IV 1915 г.). Муфта состоит из дисков *a* и *b*, насаживаемых в горячем состоянии на соответствующие валы. Имеющиеся на кулаках *c c* диска *b* два центрирующих фасонных выступа *d d* заходят при собранной муфте в две заточки *e e* диска *a*. Призма *f* лежит в соответствующих выемках обоих дисков *a* и *b*. Чтобы разобрать муфту, вытягивают из нее призму *f* и поворачивают один вал на 90° относительно другого. Вследствие этого центрирующие выступы *d d* и кулаки *c c* диска *b* входят в канавку *g* диска *a*, благодаря чему одну из половинок муфты, вместе с ее валом, можно вынуть, без аксиального смещения, из подшипников.

Для того, чтобы избежать поворачивания одного из валов на 90°, что при тяжелых рольгангах представляет затруднения, фирма Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg (в дальнейшем сокращенно: DEMAG) применяет (герм. пат. № 319 682 от 1/IV 1919 г.) промежуточный диск, снабженный с обеих сторон центрирующими выступами, и две призмы; чтобы вынуть вал, достаточно, по удалении призм, повернуть только промежуточный диск.

В прокатных станах часто применяют муфту системы Ортмана (Ortmann) [1]), осуществляющую соединение — непосредственное или через посредство промежуточного стержня (середыша) — вала машины с прокатным валком. В случае косого излома промежуточного стержня или прокатного валка эта муфта предупреждает повреждение или разрушение вкладышей подшипников, либо даже станины или других частей прокатного привода. Эта муфта изображена на фиг. 2 табл. 33, также в конструкции завода Тиссен и К°. Муфта состоит из звездчатых частей *a* и *b*, из стакана *c* и двух разъемных колец *d d*. В случае поломки валка или середыша, предполагаемого наклонным к оси, сломавшийся кусок смещается в аксиальном направлении. При этом болты *e*, скрепляющие половинки кольца *d* и имеющие рассчитано малый диаметр, разрываются, после чего соответствующая звездчатая часть муфты может вдвинуться внутрь стакана *c*.

Подвижная в осевом направлении муфта для соединения вала паровой турбины с валом генератора, исполненная этой же фирмой, представлена на фиг. 3 табл. 33.

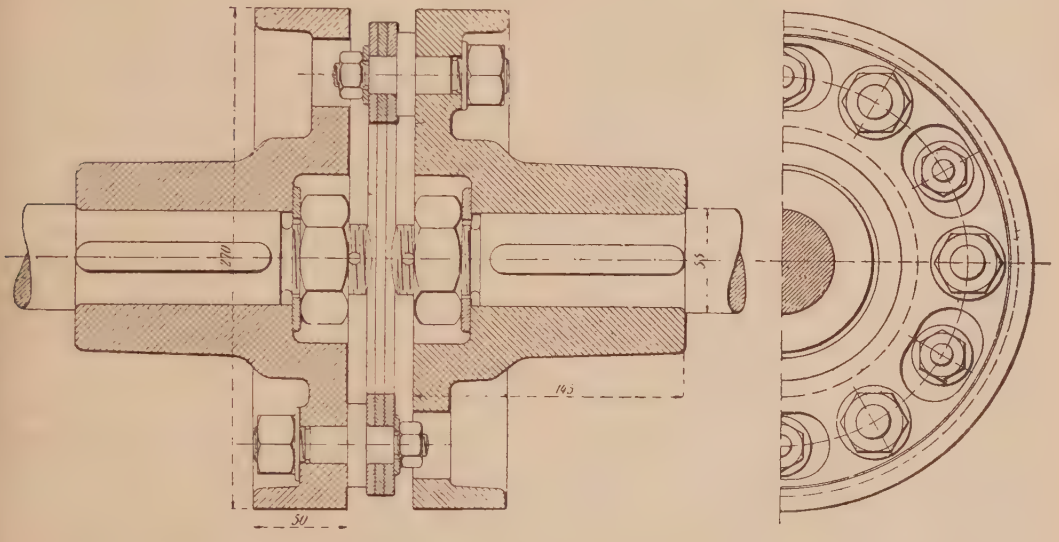
---

[1]) См. также F. Peter, „Die Kupplungen der Walzwerke", Halle a. S., 1914.

Фиг. 10 табл. 28 изображает подвижную дисковую муфту завода Штукенгольц (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Werk Stuckenholz, Wetter a. d. Ruhr) *). Концам крепежных болтов этой муфты придана овальная форма, благодаря чему оба вала могут образовать между собой небольшой угол. При конструировании и выполнении этой муфты необходимо позаботиться о том, чтобы удельное давление между яйцевидными цапфами и втулками, в которые они упираются, не было слишком велико.

Подвижные соединения особого рода представляют собой так называемые упругие (эластичные) муфты, часто применяемые для соединения валов электромоторов или динамомашин с валами машин-орудий или двигателей. Если части муфты, непосредственно передающие силу, изготовлены при этом из материала, который не проводит электрического тока, то эти муфты называют также изолирующими. На фиг. 606 изображена такая упругая и изолирующая муфта завода

Фиг. 606.



Егера (Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger, Duisburg), в которой соединение обеих половинок осуществляется посредством кожаных колец.

На фиг. 4 табл. 33 представлена упругая муфта конструкции Герлицского Машиностроительного о-ва (Görlitzer Maschinenbau A.-G., Görlitz). Эта муфта предназначена для соединения паровой турбины с генератором. На фигуре ясно видно предохранительное устройство.

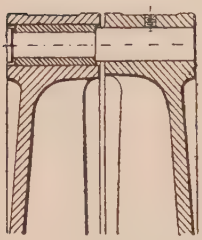
Подвижная муфта фирмы Браун, Бовери и К°. (Швейцария), по герм. патенту № 281 598 от 22/II 1913 г., представляет собой двойную муфту, состоящую из двух болтовых муфт, связанных между собой жесткой промежуточной частью. Болтовые муфты и промежуточная часть связаны между собою упругими кольцеобразными прокладками.

*) Эта муфта представляет видоизменение распространенной в свое время муфты Рамсботтома. [*Ред.*]

В муфте Геймана (Heimann, герм. пат. № 120 783 от 17/III 1900 г.) между расположенными по круговым секторам кулаками обеих половинок включены эластичные прокладки, состоящие поочередно из дерева твердой породы и войлока. Муфты этого рода изготовляет завод Полизиуса.

На фиг. 3 табл. 29 изображена упругая изолирующая муфта фирмы Фойт. Половинка муфты *a* концентрически входит, с надлежащим зазором, в углового сечения кольцо *c* надетое на торцевую поверхность половинки муфты *b*. По наружной поверхности части *a* и по внутренней поверхности кольца *c* имеется одинаковое число противолежащих друг другу продольных канавок *d*, в которые заложены прямоугольные куски кожи, имеющие в канавках весьма малый зазор в тангенциальном направлении. Для предохранения этих кусков кожи от выпадения служит пружина из стальной проволоки *e*, изображенная отдельно в ненапряженном состоянии. В других конструкциях применены резиновые полые цилиндры или кожаные диски, насаженные на болты или пальцы и пригнанные к соответствующим отверстиям другого диска; см. фиг. 607, конструкция завода Sächsische Maschinenfabrik, vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz и фиг. 5 табл. 33, конструкция завода Maschinenfabrik Esslingen.

Фиг. 607.



В конструкции Лангена (Langen, Herbede i. W., герм. пат. № 297 420 от 26/I 1916 г.) кожа заменена спирально свернутыми рессорами. Завод Пениг, так же как и фирма Фойт, снабжает наружную и внутреннюю периферии половинок муфты выемками, напоминающими впадины между зубцами шестерен; в эти впадины заходят взрезанные по образующей и, благодаря этому, упругие цилиндрические кольца из литой стали. В тех случаях, когда муфта должна быть изолирующей, названная фирма заменяет стальные кольца резиновыми или кожаными стержнями.

В болтовой муфте завода BAMAG (герм. пат. № 140 249 от 24/XI 1901 г. и № 195 299 от 14/II 1908 г.) соединение обеих половинок муфты осуществляется кожаными пальцами (см. фиг. 6 табл. 33), которые, согласно патентному описанию, составляются из отдельных, параллельных оси, слоев кожи, связываемых кожаными же поперечными штифтами. Диаметр этих пальцев несколько меньше диаметра соответствующих отверстий. От выпадения пальцы предохраняются пружинными кольцами. Эта муфта применяется, между прочим, и в прокатных приводах [1]).

Число пальцев у таких муфт должно быть сообразовано с величиной передаваемого крутящего момента таким образом, чтобы удельное давление, испытываемое кожей (или резиной, если пальцы изготовлены из этого материала), не получалось слишком большим.

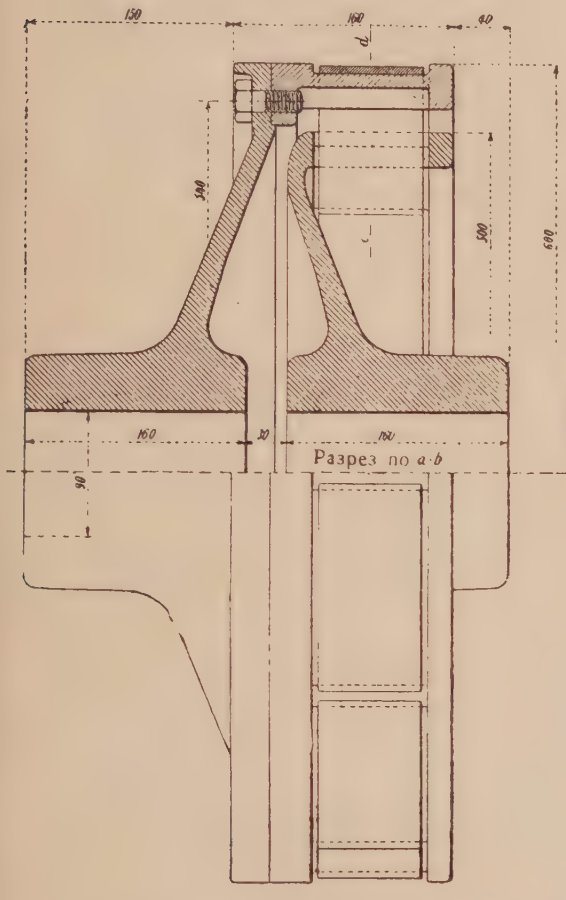
Всеобщая Компания Электричества в Берлине (AEG, Berlin) заменяет, при выполнении таких муфт для прокатных станов, кожаные пальцы — стержнями из сухого, свободного от сучков, ясеня и предупреждает боковой сдвиг стержней посредством сегментов из тонкого листового железа, сбоку привинчиваемых к муфте. См. упомянутую книгу Петера.

В упругой муфте Всеобщей Компании Электричества в Берлине (герм. пат. № 292 521 от 8/XI 1913 г.) ведомая половинка муфты увлекается

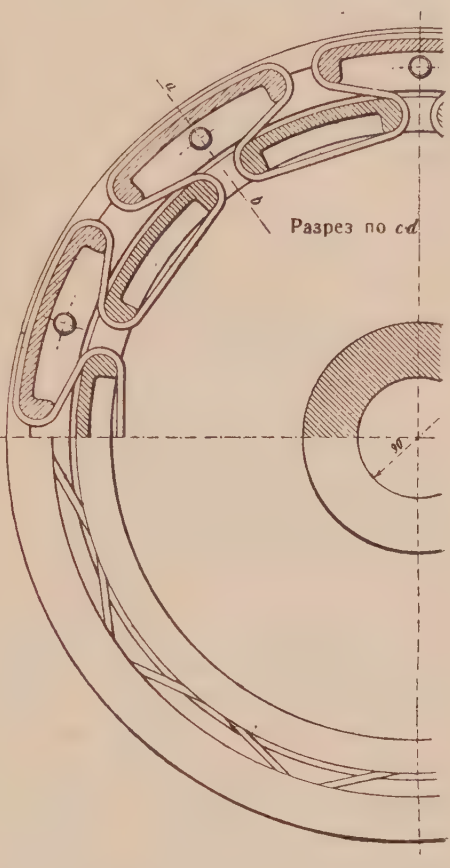
[1]) См. St. u. E., 1910, стр. 1251, и упомянутую на стр. 152 работу Петера.

в движение ведущей половинкой посредством известного числа полос упругого материала (кожи, пеньковой ленты, проволочной сетки), укрепленных радиально в одной половинке муфты. Концы этих полос укрепляются посредством зажимных щек с шероховатой рабочей поверхностью. Зажимные щеки притягиваются, посредством доступных снаружи винтов с головкой, к соответствующим выступам обода и ступицы муфты.

Фиг. 608.



Фиг. 609.



Трейбер (Karl Treiber, герм. пат. № 169 007 от 23/VI 1905 г.) устраивает на ведущем валу двуплечий рычаг, концы которого соединены растяжимой и гибкой лентой. На поводке ведомого вала помещены, один против другого, два вращающиеся ролика, огибаемые упомянутой лентой. Конструкция допускает не только отклонение обоих валов от правильного положения, но и удлинение их.

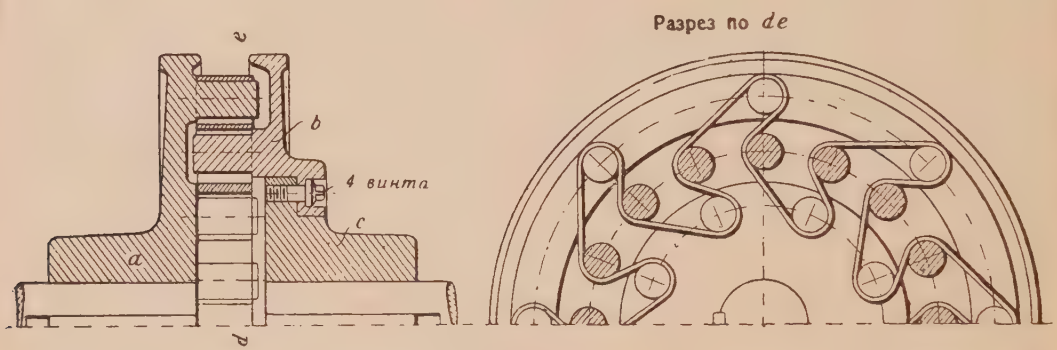
Завод Фойта, изготовлявший раньше муфту Раффарда с легко портившимися резиновыми лентами, заменил ее впоследствии ленточной муфтой Цодель-Фойта (Zodel-Voith, герм. пат. № 81 852 от 1/XII 1894 г.), современные конструкции которой представлены на фиг. 608 и 609 *). Как показывают эти фигуры (они относятся к случаю $\frac{N}{n} = 0{,}46$), на концах соединяемых валов наглухо заклинены диски,

*) Весьма сходна с ней муфта General Electric Co. (См. Bulletin № 4818 A). [*Ред.*]

при чем цилиндрическая поверхность одного из них находится внутри второй половинки муфты и концентрична с ней. Между ободами обоих дисков имеется некоторый — довольно большой — зазор. В каждом ободе сделано по одинаковому числу прорезов с утолщенными боковыми кромками. Кожаный или хлопчатобумажный слабо натянутый ремень зигзагообразно продет сквозь эти прорезы и передает усилие с одного диска муфты на другой. Концы ремня соединены ременным замком или каким-либо другим способом. Если отпустить винты, которыми наружное кольцо с прорезами прикреплено к своему диску (см. фиг. 608), то каждый вал можно свободно вращать и вынуть из подшипников без значительного аксиального смещения. Удалять ремень при этом не нужно.

При конструкции по фиг. 608 и 609 передаваемое усилие не должно менять своего направления, так как в противном случае соединительный ремень муфты дергается взад и вперед и вследствие этого быстро разрушается.

Фиг. 610.



Та же идея лежит в основе муфты Кашена (Cachin, герм. пат. № 194 385 от 11/VI 1907 г.), изготовляемой Вюльфельским заводом. Применение этой муфты ограничено тем условием, что направление вращения и направление передаваемого окружного усилия должны оставаться неизменными. Ведущий диск *a*, фиг. 610, снабжен двумя концентрическими рядами цапф. Ведомый диск *b*, сболченный со ступицей *c*, также имеет ряд цапф, располагающийся между двумя упомянутыми рядами цапф диска *a*. Все эти цапфы обвивает, как показано на фигуре, бесконечная кожаная лента. Для расцепления муфты достаточно освободить винты, соединяющие диск *b* со ступицей *c*.

Часто, в качестве упругих промежуточных звеньев муфты, применяют стальные пружины или особой формы упругие части. В изображенной на фиг. 9 табл. 31 муфте Бейльке (Beilke), изготовляемой заводом Deutsche Munitionsfabrik Max Walbinger, Ober-Ramstadt, ведомая половинка муфты увлекается в движение при посредстве рессор. Для того, чтобы муфта была изолирующей, между поводком и колодками, несущими поворотные цапфы для рессор, проложены прокладки из соответствующего материала. Упругая податливость соединения ограничена величиною x (см. фиг. 9 табл. 31) наибольшей осадки рессор.

Муфта с листовыми рессорами, изготовляемая Эслингенским заводом преимущественно для подъемных устройств, изображена на фиг. 1 табл. 34. Три рессорных листа различной длины, прикрепленные с каждой стороны ступицы одной поло-

винки муфты, опираются на железные уголки, приболченные к диску другой половинки муфты.

В герм. патенте № 297 533 от 3/II 1915 г., выданном фирме Полизиус, передача усилия с одной части муфты на другую происходит при посредстве U-образных и L-образных рессорных листов. См. также герм. пат. № 291 767 от 11/XII 1913 г., выданный машиностроительному заводу Циклоп, Мелис и Беренс (Cyclop, Mehlis & Behrens, Berlin-Wittenau-Nord).

В герм. патенте № 314 204 от 11/XI 1916 г. Акц. О-ва Браун, Бовери и К°, в Бадене, рессоры, связывающие обе половинки муфты, устроены в виде независимой промежуточной части крестообразной формы.

Инж. Штаубер (Dr.-Ing. G. Stauber, Berlin), согласно герм. пат. № 233 485 от 14/I 1909 г. и № 236 735 от 27/IX 1910 г., соединяет заходящие одна в другую половинки муфты пружинами различной формы, работающими как в радиальном, так и в тангенциальном направлении [1]).

В качестве упругих промежуточных элементов в муфтах применяются также спиральные пружины. См. герм. пат. № 258 267 от 5/X 1910 г., № 277 126 от 30/VI 1912 г. и № 280 120 от 16/X 1913 г., выданные Флексеру (Friedr. Flexer, Freiburg i. Br.) и др.

Стальные детали в виде стержней и труб более или менее значительной длины применяются в качестве упругих соединительных звеньев в так называемых стержневых муфтах. См. герм. пат. № 216 427 от 25/I 1907 г. и № 301 065 от 7/VI 1914 г. фирмы Сименс-Шуккерт (Siemens-Schuckert-Werke, G.m.b.H., Berlin). См. также работу, упомянутую в выноске на стр. 152, а также St. u. E., 1908, стр. 616 и сл., где описана подобная муфта, предназначенная для прокатного стана и рассчитанная на передачу 6 000 *л. с.* [2]).

Акц. О-во Браун, Бовери и К°, в Бадене (Швейцария) (герм. патент № 172 971 от 5/VI 1905 г.), пользуется, в качестве упругого промежуточного элемента, цилиндром из волнистого железа, который соединяет диски муфты, заклиненные на концах валов, и обеспечивает некоторую подвижность ее как в осевом, так и в перпендикулярном к нему направлении.

Относительно компактных по конструкции муфт, применяемых в автомобилях и летательных аппаратах, см. D. P. J., 1911, стр. 631 и сл., а также специальные труды и журналы, посвященные этим отраслям техники. Равным образом, мы должны сослаться на соответствующие специальные труды (в особенности на упомянутый выше труд Стодола), где описаны муфты для соединения паровых турбин с рабочими машинами.

Муфты, работающие, как это описано выше, будут, несомненно, распространяться все больше, так как даже при полном совпадении геометрических осей у новых валов и сохранении подшипниками их первоначального положения, эта одноосность валов во время работы неизбежно утрачивается вследствие неодинакового износа вкладышей подшипников. Степень постепенной разверки осей зависит от условий работы. Из сказанного на стр. 62 и сл. ясно, что, строго говоря, даже при новых валах не приходится рассчитывать на точное совпадение их осей, — независимо от несовершенства всякой человеческой работы.

---

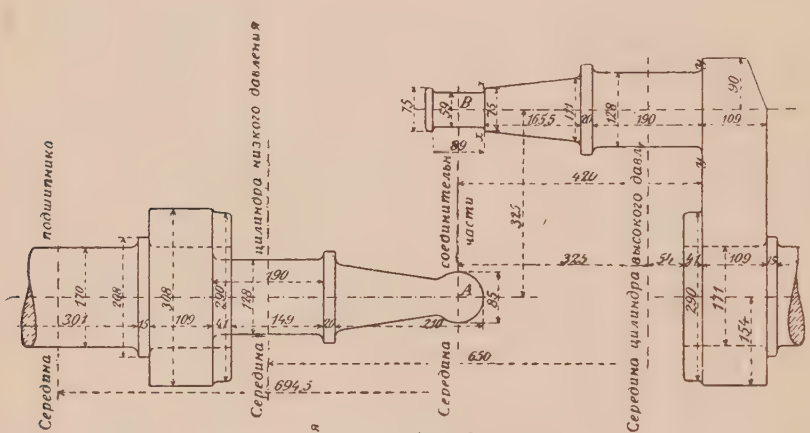
[1]) См. St. u. E., 1910, стр. 1250 и сл.

[2]) См. также D. P. J., 1912, стр. 115.

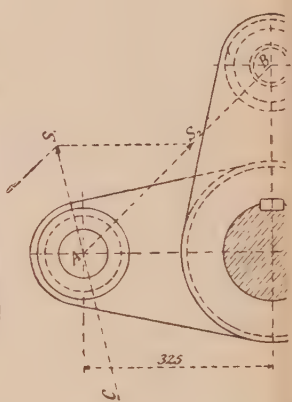
Упругие муфты обычно включают и в такие приводы, которые сами по себе, вообще говоря, не требуют никаких муфт,—исключительно для того, чтобы смягчить возможные толчки и компенсировать неизбежные неточности выполнения [1]), в иных случаях—для того, чтобы поглотить деформации (колебания) ведущего вала, которые могут причинить вред ведомой части машины [2]) или привести к перенапряжению вала, нарушить параллельную работу аггрегатов электрических станций и т. д. [3]).

К подвижным соединениям валов относится также—встречаемое, правда, довольно редко—соединение двух кривошипных валов посредством особой соединительной части. Так как в этой области даже более новые конструкции не свободны от значительных недостатков, то рассмотрим здесь одну из старых конструкций, изображенную на фиг. 611 и 612. Обе части вала при-

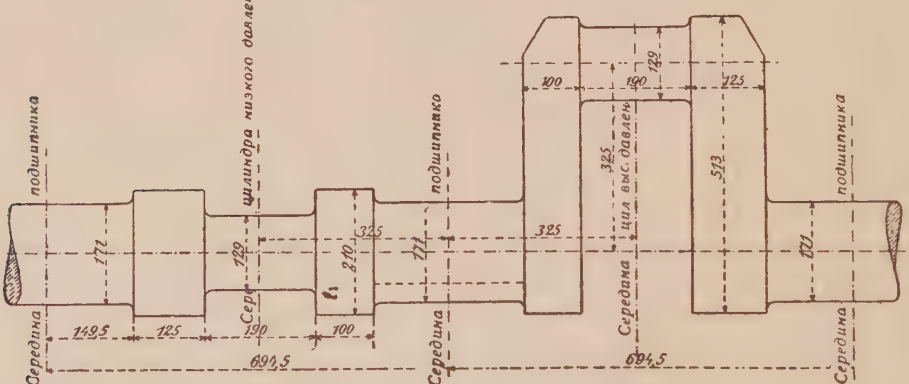
Фиг. 611.



Фиг. 612.



Фиг. 613.



[1]) См. Зеефельнер (Seefehlner), „Das mechanische Triebwerk elektrischer Vollbahnlokomotiven“, Z. d. V. d. I., 1920, стр. 761 и сл.

[2]) Ср. герм. пат. № 303 284 от 23/VII 1916 г., выданный О-ву Даймлер (Daïmler-Motorengesellschaft, Stuttgart-Untertürkheim), которое применяет такие муфты к быстро вращающимся валам бензиновых двигателей, чтобы освободить в целях заглушения шума от их колебаний ведомые машинные части (напр., пропеллеры или шестерни распределительного вала).

[3]) См. Нейман (Neumann), „Der Nutzen elastischer Kupplung an Kraft- und Arbeitsmaschinen“, Z. d. V. d. I., 1917, стр. 390 и сл., стр. 563 и сл. См. также затрагивающие ту же

надлежат паровой машине двойного расширения (двухцилиндровой) речного парохода. Кривошипы расположены под углом в 90° (машина компаунд). Соединительная часть охватывает одним концом шаровую соединительную цапфу A стороны низкого давления, фиг. 612, а другим концом — цилиндрическую соединительную цапфу B стороны высокого давления. Таким образом, ее геометрической осью является AB. Эту соединительную часть следует конструировать в виде сцепного шатуна (см. Отдел шестой, CI, 1 особенно же CII, 3).

Если кривошип стороны высокого давления находится, для примера, вблизи своей мертвой точки, то движение гребного колеса, расположенного с этой стороны, требует передачи механической работы через посредство соединительной части AB. Если в это время шатун стороны низкого давления направлен по CAS_1 и если AS изображает ту часть действующей в этом шатуне силы, которая в рассматриваемый момент передается соединительной частью AB, то для последней и цапфы B получается давление (растяжение) AS_2; как легко видеть, оно значительно больше того сопротивления, которое должно быть преодолено на стороне высокого давления в тангенциальном направлении, на расстоянии, равном длине кривошипа. Совершенно очевидно, что эта сила AS_2 может вызвать весьма значительные напряжения в поперечных сечениях цапфы xx и yy (плечо рычага 420 *мм*!), и легко доказать [1]), что при рассматриваемых условиях это напряжение действительно будет иметь место. То же можно сказать и относительно стороны низкого давления. Деформации, испытываемые цапфами, плечами кривошипов, валами, подшипниками и т. д. и видимые даже глазом, не могут не иметь неприятных последствий [1]).

Если два вала пересекаются под углом α, который настолько отличается от нуля или 180°, что муфта по фиг. 1 табл. 32 уже неприменима, и если упругие муфты также почему-либо не годятся, то прибегают к шарнирной муфте (универсальный шарнир, шарнир Гука, сочленение Кардана). Как известно, движение передается этим шарниром неравномерно, и притом так, что отношение угловых скоростей передачи в течение одного оборота изменяется от $\frac{1}{\cos\alpha}$ до $\cos\alpha$. Впрочем, для того чтобы эта неравномерность могла играть существенную роль, угол α должен иметь довольно большое значение. Например, для значения $\alpha = 10°$

$$\frac{1}{\cos\alpha} = 1{,}015, \quad \cos\alpha = 0{,}985,$$

и, таким образом,

$$\frac{1}{\cos\alpha} : \cos\alpha = \frac{1}{\cos^2\alpha} = 1 : 0{,}97.$$

тему статьи Кутцбаха, Онезорге и Гейгера (Geiger) в Z. d. V. d. I., 1916, стр. 703 и сл., 1918, стр. 211 и сл.

[1]) По этому поводу отметим, что диаметры цилиндров этой машины составляли 460 и 700 *мм*, при 54 *об./мин.* и рабочем давлении в котле 8 *ати*. Индикаторная мощность составляла 160 *л. с.*

Действительно, у машины, пущенной в действие в октябре 1890 г., помимо всего прочего, сломалась сначала соединительная часть AB, а затем и соединительная цапфа B по сечению xx, фиг. 611, вследствие чего потребовалась замена всего кривошипа, так как цапфа и кривошип были изготовлены из одного куска. Через три месяца цапфа кривошипа сломалась по сечению yy.

Путем устранения соединительной части и замены ее двухколенчатым валом, жестко соединенным с валами гребных колес парохода (этот вал имел также промежуточный подшипник, как это видно на фиг. 613), удалось обеспечить надежную работу машины.

Включением промежуточного вала, составляющего с каждым из двух основных валов угол $\frac{\alpha}{2}$, эту неравномерность в передаче движения можно устранить [1]).

На фиг. 3 табл. 32 изображена шарнирная муфта с крестовиной по конструкции завода BAMAG.

Если оси двух соединяемых валов лежат не в одной плоскости, то все четыре цапфы шарнира движутся в своих подшипниках не только вращательно, но и поступательно. Бронзовые втулки надевают на цапфы обычно лишь в тех случаях, когда угол α существенно разнится от нуля. Значений угла α больших 5° следует избегать. Цапфы шарнира смазывают тавотом.

III. Сцепные (раздвижные, разъемные) муфты.

Наиболее обычной конструкцией муфт этого рода является изображенная на фиг. 4 табл. 32 кулачная муфта. С правой стороны на валу заклинена одна половина муфты, снабженная зубцами или кулаками, с левой стороны на другом валу — такая же половина муфты, но подвижная в аксиальном направлении. В включенном состоянии ведущий вал передает ведомому, через посредство двух шпонок, вращательное движение. Подвижная половинка муфты снабжена круговой заточкой, которую охватывает выключающий хомут (бугель) *a*. Из фигуры видно, как последний связан с рычагом для включения и выключения муфты. Вместо хомута иногда устраивают только скользящие колодки. В устройствах второстепенного значения можно обойтись и без этих колодок, придав концам вилки рычага форму, обозначенную буквою *A* на том же чертеже. Для центрирования обеих осей левый вал заходит в правую часть муфты [2]) Если передача вращения должна происходить в обоих направлениях, то кулакам следует придавать соответствующую форму.

---

[1]) Этой конструкцией пользуются иногда в станкостроении [особенно — в фрезерных станках. *Ред.*] для ответвления небольших сил (движения подачи и др.) и особенно часто в автомобилях [для передачи вращения от вала двигателя через коробку скоростей — к дифференциалу задней оси. *Ред.*]; ср. Геллер (A. Heller), „Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff“, 1912, стр. 345.

Викстед (Wicksteed, Kettering, герм. пат. № 171 063 от 4/X 1904 г.) использует двойной шарнир Гука для устройства гибкого вала, располагая в ряд известное число коротких валов, соединяемых посредством упомянутой детали и окружаемых для направления особым рукавом.

[2]) Относительно валов, заходящих в целях центрирования в муфту другого вала, следует отметить, что в подвижных и особенно в сцепных муфтах надлежит особенно следить за тем, чтобы рабочие поверхности были достаточно велики и смазка достаточно обильна. Устройством для смазки часто вообще пренебрегают; впрочем, нередко достаточно простое и надежное выполнение его представляется затруднительным. Так же обстоит дело и в отношении достаточности опорных поверхностей, особенно, если принять во внимание, что подшипники по обеим сторонам стыка валов могут изнашиваться неравномерно и что концы валов, как объяснено на стр. 62 и сл., имеют — связанный с упругим прогибом — наклон к горизонтали, вследствие чего оси обоих концов валов должны пересекаться или скрещиваться. При этом может произойти заедание входящего в муфту конца вала, и в результате выключенный вал начнет вращаться. В тех случаях, когда эту опасность можно предвидеть, представляется более правильным центрировать валы не указанным выше способом, а возлагать эту задачу на самую муфту и какие-либо замеченные неправильности хода по возможности устранять регулированием соответствующих подшипников.

Включение кулачной муфты допустимо производить лишь при неподвижных валах (при чем кулаки обеих половинок муфты, а следовательно, и валы должны находиться в таком взаимном положении, чтобы включение было возможно), либо при малых скоростях или малых разностях скоростей обоих валов [1]). Исключение могут составить те случаи, когда массы, получающие при включении ускорение, малы, и последствия резкого изменения скорости могут быть смягчены упругой податливостью механизма. В последнем случае включение на ходу, хотя и приемлемо технически, все же является более чем нежелательным с точки зрения безопасности работы. Если же налицо нет указанных выше условий, то включение кулачной муфты на ходу сопровождается ударами, которые могут повлечь за собой поломки [2]).

Если подвижная (скользящая) половинка муфты связана с валом только одной шпонкой (клином), то эта шпонка испытывает сильное напряжение, вследствие ее „выворачивания“ из канавки. При устройстве двух шпонок, как на фиг. 4 табл. 32, это явление в значительной мере ослабляется. Известным недостатком кулачной муфты является то, что при передаче больших вращательных моментов на соприкасающихся поверхностях кулаков, а также в плоскостях соприкосновения передающих усилие шпонок с муфтами (в подвижной половинке муфты) могут развиться весьма значительные силы; последние вызывают значительные силы трения, которые приходится преодолевать при выключении муфты. Поэтому при больших вращательных моментах выключать муфту на ходу под нагрузкой, особенно — при полной нагрузке, становится трудно или даже невозможно [3]).

Недостатков, обусловленных необходимостью перемещать вдоль вала одну из половинок муфты, стремится избежать кулачная муфта Гильдебрандта

---

[1]) Для наблюдения как этой разности скоростей, так и требуемого для включения муфты совпадения скоростей обоих валов можно пользоваться особыми приборами. К числу их относится тахоскоп Тейхмана (Teichmann). См. также герм. пат. № 324 115 от 9/V 1918 г., выданный Верфи „Germania“ О-ва Крупп (Friedr. Krupp A.-G., Germaniawerft Kiel-Gaarden).

[2]) Относительно устройств для безопасного включения кулачных муфт см. герм. патенты: № 259 676 от 21/X 1911 г. фирмы Пельс (Berlin-Erfurter Maschinenfabrik Henry Pels & Co., Erfurt), № 288 235 от 3/I 1912 г. завода Kalker Maschinenfabrik A.-G. (Kalk bei Köln), № 285 891 от 25/V 1913 г. фирмы Eisenwerk und Maschinenbau A.-G., (Düsseldorf-Heerdt) № 290 667 от 8/XI 1914 г. завода Тиссен и К°.

[3]) Чтобы преодолеть это затруднение и сделать возможным быстрое выключение, особенно необходимое при каких-либо несчастных случаях, сконструированы такие устройства, в которых расцепление муфты производится самим валом, например, путем снабжения передвижной половинки муфты фланцем с винтообразно поднимающейся кольцевой поверхностью. Если, в целях выключения, придвинуть к этой винтовой поверхности в радиальном или тангенциальном направлении надежно направляемый палец и т. под., то при подъеме винтовой поверхности более, чем на глубину кулака, подвижная втулка муфты будет автоматически выведена вращающимся валом из зацепления. Правда, при этом развиваются значительные силы, безусловно вредные для подшипников, а иногда достигающие величины, опасной для всего механизма, а именно: сопротивления трения на поверхностях кулаков (параллельные оси вала), величина которых и заставляет использовать для расцепления самый вал, а также — эксцентрично приложенная сила реакции выключающего приспособления, которая вызывает в валу, главным образом, изгибающие напряжения.

Относительно этих условий, а также того влияния, которое оказывает на величину напряжений на поверхностях кулаков и на их износ постепенность выключения муфты, можно сослаться на работу Эрнста (Ernst), „Ausrückbare Kupplungen“, Berlin, 1890, стр. 83 и сл.

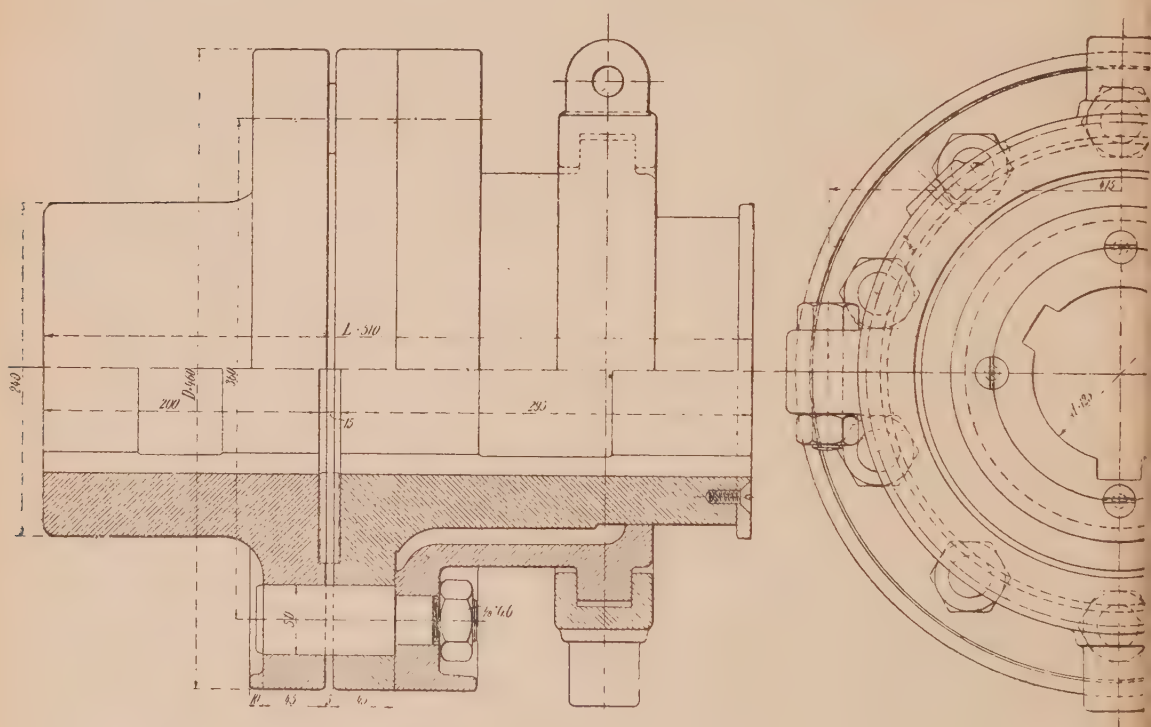
(герм. пат. № 48 212), называемая также зубчатой муфтой. Она изображена на фиг. 2 табл. 34 в конструкции фирмы BAMAG. Обе половинки муфты *a* и *b* заклинены на концах валов. Три кулака *c* подвижной части муфты *d* плотно входят в три углубления дисков *a* и *b* и этим связывают оба вала. Так же, как и в случае кулачных муфт, включение муфты Гильдебрандта на ходу допустимо лишь на весьма малых скоростях или в состоянии покоя при определенном взаимном положении обоих валов. Условием удовлетворительной работы этой муфты является точнейшая обработка кулаков и надежное укрепление валов в подшипниках.

В D. P. J. за 1920 г., стр. 45 и сл., описана кулачная муфта Гильдебрандта для передачи 300 *л.с.* при 410 до 450 *об./мин.*, со смазкой поверхностей кулаков во время работы.

Кулачная муфта Полизиуса, фиг. 3 табл. 34, дает возможность вынимать валы из подшипников без того, чтобы нужно было перемещать валы в направлении оси.

Сцепная кулачная муфта, у которой обе половинки и в выключенном состоянии остаются центрированными одна относительно другой, защищена герм. пат. № 315971 от 25/XI 1917 г., выданным заводу Luftfahrzeugbau Schütte-Lanz, Mannheim-Rheinau.

Фиг. 614.



В сцепной муфте Фойта, изображенной на фиг. 614, кулаки подвижной части заменены стержнями (пальцами). Изображенная муфта рассчитана на отношение $\frac{N}{n} = 1{,}125$. Отсюда можно вычислить окружное усилие, равное

$$P = \frac{60 \cdot 75}{0{,}360\,\pi}\,\frac{N}{n} = 4500\ кг.$$

Удельное давление на поверхности пальцев, если число их равно 10 и если можно считать, что все они плотно прилегают к стенкам отверстий по всей длине, должно быть равно

$$p = \frac{4500}{10 \cdot 4{,}5 \cdot 5} = 20 \ кг/см^2.$$

В действительности указанные предположения не осуществляются. Однако, даже в том случае, если удельное давление превосходит вычисленную величину в несколько раз, выключение производится без затруднений.

Фирма BAMAG выполняет эту раздвижную муфту в комбинации с рассмотренной на стр. 154 эластичной муфтой с кожаными стержнями; подробное описание конструкции — см. в проспектах названной фирмы.

Устранением действия осевых сил при выключении, а также сравнительной легкостью самого выключения отличается храповая муфта Ломана и Штольтерфота, изображенная на фиг. 4 табл. 34. На ведущем (расположенном слева) валу заклинено храповое колесо c с зубцами f, а на ведомом валу (расположенном справа) корпус муфты a. В последнем поворотно укреплены на цапфах $e\,e$ собачки g, которые при включенной муфте упираются в зубцы f храпового колеса c. Спиральные пружины прижимают собачки внутрь (к зубцам храповика). Каждая из цапф $e\,e$ снабжена с одного из торцов выключающим рычажком i, так что при радиальном повороте этих рычагов наружу достигается выключение муфты. Расцепление муфты производится при помощи втулки k, которая сидит на валу вхолостую и свободно перемещается вдоль него; вследствие своего соединения с выключающим рычагом, втулка предохранена от вращения вместе с валом. Со стороны, обращенной к муфте, эта втулка снабжена четырьмя подъемными кулаками l, форма которых выбрана с таким расчетом, чтобы рычажки i собачек g, при перемещении втулки k вправо, вошли во впадины между кулаками; при этом требуется не более четверти оборота вала, чтобы дно промежутков оказалось напротив рычажков i. Для выключения муфты придвигают к ней втулку k. Рычажки i, вращающиеся вместе с корпусом a, входят во впадины между кулаками l, которые вращаться не могут, передвигаются по их спинке радиально наружу, выводят собачки g из зацепления с зубцами храповика c и этим вызывают расцепление и выключение муфты. При этом лицо, производящее выключение муфты, должно приложить только силу, необходимую для передвижения втулки k; работа же выключения производится самим механизмом, при чем в аксиальном направлении не проявляется никаких вредных сил, как это имеет место в кулачных муфтах, о чем подробнее см. стр. 161, выноску 3. Вся разница основана именно на том, что в кулачной муфте выключение производится в осевом направлении, тогда как в рассматриваемой муфте оно происходит в радиальном направлении. При малой величине силы, необходимой для выключения храповой муфты, это выключение можно быстро производить с отдаленных пунктов при помощи тросса и т. п. Благодаря этому описанная муфта весьма способствует предупреждению несчастных случаев и оказывается полезной, когда такие случаи происходят.

Если требуется производить включение на ходу, т.-е. соединять неподвижный вал с вращающимся, то муфта, вообще говоря, должна быть устроена так, чтобы сцепление происходило постепенно. Своеобразным средством, разрешающим эту задачу, являются гидравлические муфты. Они имеют управляемый извне

запорный орган (кран, клапан, золотник), который у некоторых муфт сконструирован настолько совершенно, что дает возможность изменять направление вращения. В зависимости от того, открыт ли он полностью, закрыт или открыт только частично, он либо дает возможность жидкости уклониться от давления вращающейся части муфты (муфта открыта, выключена), либо лишает ее этой возможности — полностью (муфта закрыта, включена) или частично (постепенное включение ведомой части). В течение всего времени, пока запорный орган остается частично открытым, скорость ведомой части меньше скорости ведущей (гидравлическая коробка скоростей).

Среди конструкций этого рода, можно назвать, например, муфты Реймерса (H. C. Reimers, Kiel, герм. пат. № 147 923 от 7/III 1902 г. и № 159 962 от 19/III 1904 г.), Спаркса, Фэрвью и Бутби (Sparks, Fairview & Boothby, London, герм. пат. № 165 926 от 20/VIII 1904 г.), Фламма и Ромберга (Oswald Flamm & Fr. Romberg, герм. пат. № 170 519 от 2/V 1905 г.), Мартэна и Летимонье (Martin & Lethimonnier, Paris, герм. пат. № 203 452 от 14/XI 1906 г.) и О-ва Антуанетт (Société Antoinette, Puteaux, герм. пат. № 212 028 от 30/VIII 1908 г.). Автору неизвестно, чтобы какая-либо из них получила практическое применение.

Все сцепные муфты, получившие более или менее значительное распространение, в качестве средства для постепенного включения ведомого вала используют силы трения [1]). Применение их может быть пояснено на примере фрикцион-

---

[1]) Постепенное увлечение в движение одного вала другим посредством трения сопровождается неизбежными потерями работы и образованием теплоты. Выяснению этих обстоятельств особенно способствовала работа Эрнста о сцепных муфтах (Ernst. „Ausrückbare Kupplungen", Berlin, 1890; см. также Z. d. V. d. I., 1889, стр. 482 и сл.).

Силой, которая по включении фрикционной муфты может быть использована для увлечения в движение включенных частей механизма, является трение, развивающееся между ведущей и ведомой половинками муфты вследствие включения. Эту сцепляющую силу, которую можно представить себе приложенной в расстоянии r от оси вала, обозначим для момента времени t через P. Если c скорость ведущего вала в расстоянии r от оси, то сила P за элемент времени dt совершит механическую работу $P\,c\,dt$. Эта работа, вообще говоря, расходуется:

1. на сообщение ускорения включенным массам;

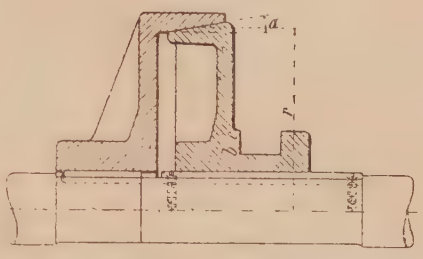
2. на преодоление сопротивлений движению и прочих рабочих сопротивлений, связанных с движением включенных частей механизма и машин;

3. на рабочие потери, возникающие внутри самой муфты вследствие того, что взаимно прижатые поверхности, возбуждающие, вследствие этого, сцепляющую силу, скользят одна по другой.

Если сумму сопротивлений, указанных под п. 2 и отнесенных к расстоянию r, обозначить через P_w, то для сообщения ускорения включенным массам остается еще сила $P - P_w$. Для того, чтобы включаемые части пришли в движение, эта разность должна быть положительной, т.-е. должно быть $P > P_w$. Если это условие соблюдено, то ведомый вал перейдет от состояния покоя к движению и (в течение пускового периода) по прошествии времени t считая от момента включения, будет обладать на расстоянии r от оси скоростью $v < c$. В этот момент прижатые одна к другой поверхности муфты будут скользить одна по другой со скоростью $c - v$, чему соответствует за элемент времени dt потеря работы $P(c - v)\,dt$. В целях определения полной потери работы за период пуска или ускорения, следовательно, за время от $t = 0$ (или $v = 0$) до того момента, когда станет $v = c$, т.-е. наступит установившееся состояние, обозначим массы, которым должно быть сообщено ускорение и отнесенные к расстоянию r, через M.

ной муфты, изображенной на фиг. 615. Неподвижно заклиненная на левом (ведущем) валу половинка муфты образует полый конус, тогда как на правом валу сидит передвигающийся вдоль него диск с соответствующей конической наружной поверхностью. Этот диск связан с валом шпонкой и, через ее посредство, может приводить вал во вращение. Соединение обоих валов достигается перемещением правого конуса вдоль вала (влево) и нажатием правого конуса на левый в осевом направлении. Развивающееся при этом трение должно вызывать увлечение в движение ведомого вала.

Фиг. 615.



В отношении осевого давления Q, потребного для передачи вращательного момента M_d, следует различать:

1. ту силу, с которой производится включение муфты и по которой должен вести расчет конструктор,

2. ту силу, которая по увлечении вала в движение достаточна для дальнейшей передачи.

I. $P_w = 0$, т.-е. требуется только сообщить ускорение массам.

Механическая работа, расходуемая ведущим валом для увлечения в движение присоединенного вала, за период ускорения длительностью t_0, составит

$$A = \int_0^{t_0} P c\, dt = \int_0^{t_0} M \frac{dv}{dt} c\, dt = \int_0^{c} M c\, dv = M c^2,$$

где M и c постоянны.

Так как присоединенные массы восприняли при этом только живую силу $\frac{1}{2} M c^2$, то потеря работы вследствие скольжения трущихся поверхностей, через которые осуществлено сцепление, составит

$$M c^2 - \frac{1}{2} M c^2 = \frac{1}{2} M c^2.$$

Следовательно, половина механической работы, затрачиваемой на увлечение в движение масс, теряется, превращаясь в теплоту (так как при нормальных условиях только исчезающе малая часть расходуется на износ). При этом безразлично, является ли сцепляющая сила P величиной постоянной или переменной. Величина P влияет лишь на продолжительность t_0 пускового периода: чем больше P, тем короче последний, но тем сильнее также напряжения в частях механизма во время этого периода.

Если в одном случае сила P равномерно возрастает от нуля до P_0, а во втором случае сохраняет все время постоянную величину P_0, то, как это ясно из изложенного выше t_0 в первом случае окажется вдвое больше, чем во втором; механическая же работа, необходимая для увлечения ведомых частей в движение, в обоих случаях одинакова.

II. $M = 0$, т.-е. должны быть преодолены только сопротивления, указанные в п. 2.

Если постоянная сила сцепления $P > P_w$, то увлечение в движение происходит без скольжения, следовательно, и без потери работы и образования теплоты. Напротив, при $P < P_w$ получается только скольжение без увлечения ведомых частей, т.-е. только потеря работы и теплообразование.

Если P равномерно возрастает от нуля до $P = P_w$, то вся затраченная в течение этого периода механическая работа представляет собой чистую потерю: чем более длится этот период, тем большей получается эта потеря, следовательно, тем больше образование тепла.

Для осевого давления, указанного под п. 1, на основании ур. (332), том. I, стр. 572, и соответствующей выноски на стр. 573, имеем

$$Q > \frac{M_d}{r} \frac{\sin\alpha}{\mu}, \tag{468}$$

а также

$$Q < \frac{M_d}{r} \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{\mu}, \tag{469}$$

а для осевого давления по п. 2

$$Q \geqq \frac{M_d}{r} \frac{\sin\alpha}{\mu}. \tag{470}$$

В отношении входящей в расчет величины коэффициента трения μ существует большая неопределенность, которая еще увеличивается влиянием температуры

III. M и P_w отличны от нуля.

Если, как это в действительности всегда и бывает, приходится одновременно сообщать ускорение массам и преодолевать сопротивления движению, то это всегда сопровождается вначале некоторым скольжением. На ускорение влияет тогда только сила $P - P_w$. Период ускорения вследствие этого удлиняется и притом в тем большей мере, чем больше P_w сравнительно с P, чем значительнее M и c, и чем медленнее нарастает сцепляющая сила P до требуемого и допустимого предела. К потерям работы ускоряющей силы $P - P_w$, указанным в п. I, присоединяются еще потери, обусловленные тем, что преодоление внешних рабочих сопротивлений силой P_w сопровождается скольжением. Эта потеря работы возрастает с удлинением пускового периода.

Таким образом, полная потеря работы и теплообразование при прочих равных условиях будут тем меньше, чем быстрее сцепляющая сила поднимается до своего максимально допустимого значения P_{max}. Они оказываются меньше всего в том случае, если это предельное значение начинает действовать уже с момента включения муфты, т.-е. если муфта сконструирована так, что сцепляющая сила постоянна и равна P_{max}. Такие конструкции допустимы, само собой разумеется, только при условии, если включение происходит без толчков.

Когда период ускорения оканчивается, исчезает сопротивление ускорения $P - P_w$, что, в зависимости от обстоятельств, может сопровождаться более или менее сильной упругой отдачей (реакцией) линии валов и т. д.

Теплота, образование которой, по изложенному выше, неизбежно, обычно лишь в самой малой доле передается во время своего образования воздуху; поэтому она должна накопляться в самой муфте. С другой стороны, повышение температуры терпимо, естественно, лишь до известных, не слишком высоко лежащих пределов. Поэтому у муфт, которые приходится включать и выключать часто, или таких, которым в частой последовательности приходится сообщать ускорения все новым массам, собственная масса должна быть достаточна для накопления развивающейся теплоты без недопустимого повышения температуры. В противном случае следует прибегать к искусственному охлаждению.

Такие охлаждающие устройства могут оказаться целесообразными, например, в автомобилях. Так, фирма де Дион-Бутон (de Dion & Bouton) использует центробежную силу, чтобы через соответственной формы каналы засасывать воздух, который затем омывает поверхности трения (герм. пат. № 169 388 от 17/VIII 1904 г.).

Очевидно, что рабочие сопротивления значительной величины целесообразно включать лишь по наступлении установившегося состояния.

Из приведенных соображений следует, что для конструкции фрикционной муфты, помимо величины момента, передаваемого в установившемся состоянии, особое значение имеют еще: частота включения и выключения, величина масс, приводимых в движение при включении, особые условия работы механизма и т. д.

Более подробное рассмотрение этих условий, а также других подробностей вопроса, можно найти в указанном труде Эриста.

и изменяемостью последней (см. выноску 1 на стр. 164 и сл.), далее влиянием степени точности выполнения геометрической формы поверхностей трения и их свойств, а, кроме того, тем, смазаны ли они [1]). При определении осевого давления по п. 1 автор, не располагая специальными значениями μ для различных конструкций, принимает для чугуна по чугуну $\mu = 0{,}1$ до 0,125 и, для большей надежности, пользуется правой стороной ур. (469). То обстоятельство, что получающийся запас при малых значениях α оказывается больше, чем при больших значениях этого угла, представляется желательным, так как, чтобы обойтись меньшим осевым давлением, обычно выбирают малые углы, а для конструктора целесообразно принимать скорее преувеличенное осевое давление, чем преуменьшенное [2]).

В отношении угла α следует иметь в виду, что должно быть соблюдено условие $\sin\alpha$ или $\operatorname{tg}\alpha \geqq \frac{1}{6}$, так как в противном случае существует опасность, что при известных обстоятельствах, возможно, не удастся произвести расцепление обеих конических поверхностей. Кроме того, применение чересчур пологого конуса дает менее постепенное и более резкое включение ведомого вала. Крутой же конус, войдя в зацепление, обычно сразу создает настолько прочное соединение, что скольжение возможно лишь в весьма слабой мере.

---

[1]) Ср. том I, стр. 569 и сл. См., далее, статью Ахиллеса (Achilles) в журнале Ölmotor, 1915/16, стр. 314 и сл.: „Untersuchungen über die Reibungskräfte in gleitenden Kupplungsflächen".

[2]) При опубликованных Бонте (Bonte) в Z. d. V. d. I., 1915, стр. 1030 и сл., опытах, посвященных между прочим и проверке указанного способа расчета, определялось не давление нажатия при включении конической муфты, как можно было ожидать на основании предпосланных статье критических замечаний, а вращательный момент, соответствующий определенным осевым силам при пользовании муфтой, как коническим тормазом. Что для последнего действительно ур. (470) — это только и было доказано опытами Бонте — не представляло никаких сомнений и до этих опытов.

Для того чтобы получить сообщенные в упомянутой статье средние значения (к сожалению, отдельные значения в ней не приведены), было кроме того необходимо, чтобы трущиеся поверхности, ограниченные шириной в 5 *мм*, „каждый раз обтачивались, отделывались и пришлифовывались наждаком, от крупно-зернистого до самого мелко-зернистого, чтобы эту операцию каждый раз производил один и тот же механик и чтобы муфта затем, в течение долгого ряда часов, основательно прирабатывалась в условиях попеременного возрастания и убывания нагрузки через равные промежутки времени". Можно-ли такие условия считать приблизительно такими же, как при среднем выполнении фрикционных муфт, оставим вне рассмотрения.

[По вопросу о том, следует-ли учитывать дополнительное трение в осевом направлении (ур. 469), мнения различны. Большинство немецких авторов, в том числе Rötscher, Heller и мн. др., отчасти и американских (Kimball & Barr), принимает ур. (469), другие считают опыты Бонте убедительными и пользуются только ур. (470). См. по этому поводу M. ten Bosch, „Vorlesungen über Maschinenelemente", Heft 3 (1929), стр. 14, а также А. И. Сидоров, „Курс деталей машин", часть II, (1926), стр. 13 и 196.

Хент (C. W. Hunt), основываясь на результатах своего опыта, дает следующие значения μ для фрикционных муфт:

пробка по железу и чугуну	$\mu = 0{,}35$
кожа „ „ „ „	0,3
дерево „ „ „ „	0,2

Насколько эти цифры являются обоснованными, данных нет. *Ред.*].

Например, если требуется передавать 4 *л. с.* при 120 *об./мин.* и взят радиус $r = 250$ *мм*, то необходимое окружное усилие P получается из уравнения

$$4 \cdot 75 = P \cdot 2\pi \cdot 0{,}25 \frac{120}{60}, \text{ т.-е. } P = \frac{300}{\pi} = 96 \text{ кг}.$$

Отсюда при $\mu = 0{,}1$ и $\alpha = 10°$ ур. (468) и (469) дают

$$96 \frac{\sin 10°}{0{,}1} = 167 \text{ кг} < Q < 96 \frac{\sin 10° + 0{,}1 \cdot \cos 10°}{0{,}1} = 261 \text{ кг}.$$

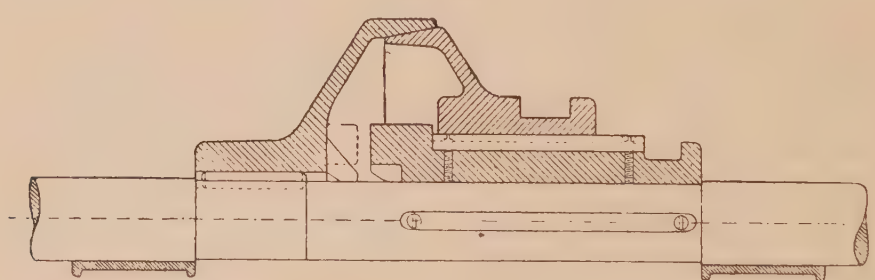
Для значений $\mu = 0{,}1$ и $\alpha = 15°$ получается

$$96 \frac{\sin 15°}{0{,}1} = 248 \text{ кг} < Q < 96 \frac{\sin 15° + 0{,}1 \cdot \cos 15°}{0{,}1} = 248 \text{ кг}.$$

Отсюда видно, что сила нажатия может достигать весьма значительной величины. Так как поддержание соединения обоих валов требует непрерывного прижимания кольца, лежащего в выточке правой половины конической муфты, то при большом числе оборотов вала должно происходить сильное изнашивание соприкасающихся по bc (фиг. 615) поверхностей выточки и кольца, а также торцевых поверхностей того подшипника, который должен воспринимать осевое давление Q. Износ торца подшипника имеет следствием осевой сдвиг вала, что же касается износа частей, упомянутых на первом месте, то он легко может возрасти настолько, что начнет греться хомут (бугель) переводной вилки, если не позаботиться о достаточно обильной смазке скользящих друг по другу кольцевых поверхностей.

Чтобы устранить связанные с этим неудобства, фрикционную муфту можно соединить с кулачной так, как это показано на фиг. 616. Если требуется включить муфту, то прежде всего вводят правый конус в левый и производят достаточно сильное нажатие. После того, как правый вал придет во вращение и скорость обоих валов станет одинаковой или почти одинаковой, включают кулачную муфту; вслед за этим или в тот же момент происходит разъединение фрикционных конусов. Длительного действия силы в направлении оси после включения кулачной муфты уже не требуется; вместе с тем отпадают и все последствия, связанные с действием такой силы. Для того, чтобы надежно предупредить слишком раннее включение кулачной муфты, описанную конструкцию можно было бы дополнить распространившимся и применительно к другим муфтам сигнальным приспособлением, которое вызывает звучание, продолжающееся до тех пор, пока не прекратится скольжение фрикционных поверхностей.

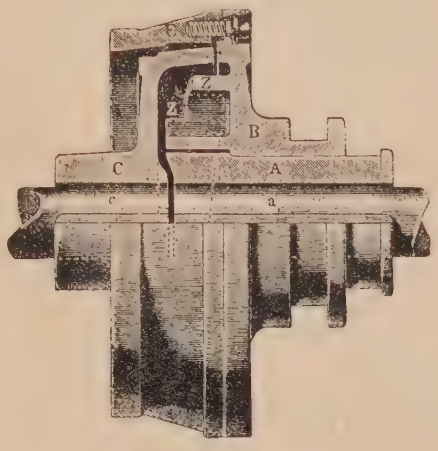
Фиг. 616.



Конструкция, изображенная на фиг 616, была разработана автором еще в 1876 г. Более совершенным устройством, пригодным для передачи более значительных сил, является муфта Миссонга (Missong, герм. пат. № 93 639 от 22/X 1897 г.), изображенная на фиг. 617 и 618. Она представляет собой комбинацию кулачной муфты Гильдебрандта (см. стр. 162) с фрикционной муфтой. Включение происходит следующим образом. Часть B прежде всего сдвигают вправо и этим вызывают фрикционное сцепление между неподвижно заклиненным на валу c диском C с наружной конической поверхностью и частью B с внутренней кони-

Фиг. 617.

Фиг. 618.



ческой поверхностью E. Давление нажатия повышают до тех пор, пока не прекратится скольжение, т.-е. до тех пор, пока обе части вала не станут вращаться с одинаковым числом оборотов. После этого фрикционное сцепление прерывают и часть B возможно быстрее переводят влево настолько, чтобы ее кулаки Z полностью зашли в выемки, имеющиеся в частях A и C. При передаче больших сил рекомендуется включать муфту на холостом ходу или же при весьма малой нагрузке включаемой машины. Причина этого заключается в значительной величине потребного давления нажатия, которое при полной нагрузке может оказаться очень большим (см. в этом отношении сказанное на стр. 168).

Миссонг стремился еще более усовершенствовать свою муфту устройством в ней храпового приспособления, которое делает невозможным сдвиг части B до сцепления кулаков до тех пор, пока ведомый вал, под воздействием фрикционного сцепления, еще не приобрел одинакового или почти одинакового числа оборотов с ведущим валом. Расцепление храпового приспособления, т.-е. освобождение пути для сцепления кулаков, выполняется при этом центробежной силой храпового механизма, вращающегося вместе с ведомым валом. К разрешению этой же задачи стремится Лисецкий (Lisiecky, герм. пат. № 103 401 от 6/IV 1898 г.).

Ф. Л. Смит (F. L. Smith, Franklin-Falls) заменяет кулаки передвижными пальцами, которые могут быть вдвинуты лишь в тот момент, когда половинки муфты приобретут одинаковую скорость [1]).

[1]) Z. d. V. d. I., 1903, стр. 726.

Гертнер (Moritz Gärtner, Nürnberg, герм. пат. № 148 147 от 8/V 1903 г.) для удержания включенного фрикционного конуса в должном положении связывает его с муфтой посредством коленчатого рычага, который при включенном состоянии муфты занимает положение несколько после мертвого положения. Необходимая податливость достигается введением эластичной прокладки между коленчатым рычагом и фрикционным конусом. Передача осевого давления на вал от взаимного нажатия фрикционных поверхностей устраняется особым расположением опорных точек коленчатых рычагов.

Относительно рассмотренной в 10 издании этой книги, на стр. 636 и сл. и изображенной на фиг. 2 табл. 27 и 28 того же издания храповой фрикционной муфты фирмы Ломан и Штольтерфот, представляющей собой соединение храповой и конической фрикционных муфт, упомянутая фирма в письме от 30 I 1920 г. сообщила, что эти муфты изготовляются ею и применяются теперь только в отдельных случаях, когда большая легкость включения и выключения муфты представляет особую важность.

От недостатков простой конической фрикционной муфты, отмеченных в предпоследнем абзаце стр. 168, свободна двойная коническая фрикционная муфта Фрейнда (Freund), изображенная на фиг. 1 табл. 35 в конструкции завода Sächsische Maschinenfabrik, vorm. Rich. Hartmann, A.-G., Chemnitz. Муфта состоит из заклиненного на ведущем валу корпуса (кожуха) a и навинченного на него второго корпуса b. Обе эти части имеют внутри коническую поверхность трения и образуют, следовательно, в совокупности двойной конус. К этим поверхностям могут быть прижаты конические фрикционные кольца c; это достигается раздвиганием колец в осевом направлении. Фрикционные кольца связаны с звездообразной (на фигуре — трехконечной) частью d, заклиненной на ведомом валу. Когда кольца, будучи прижаты к упомянутым корпусам муфты, приходят во вращение, они увлекают с собой и звездообразную часть, а следовательно и ведомый вал. Прижимание фрикционных колец осуществляется посредством муфты e с помощью рычагов f и g, а также дугообразных рессор h. Для этой цели кольца c могут перемещаться в осевом направлении на укрепленных в звездообразной части d пальцах i и связаны между собой рессорами h при посредстве валиков k и l. Валики k пропущены через проушины одного из фрикционных колец, тогда как валики l укреплены в коротких плечах угловых рычагов g, которые вращаются на цапфах m, сидящих в проушинах другого фрикционного кольца. В зависимости от размера муфты число ручек звездообразной части d колеблется между 2 и 6. На чертеже муфта показана во включенном и выключенном положениях (последнее изображено пунктиром). Для включения муфту e передвигают к звездообразной части d; расстояние $k'l'$ между ушками ненапряженной рессоры (показанной пунктиром) уменьшается, и вызываемая этим сила упругости раздвигает кольца трения в осевом направлении, прижимая их к коническим поверхностям корпусов a и b. Для того, чтобы переставляющее кольцо во включенном состоянии было разгружено, плечи ml коленчатых рычагов заходят несколько за центровую линию mk. Осевое перемещение фрикционных колец происходит в последовательном порядке: при включении сначала одно кольцо прижимается к a, а затем уже другое — к b. Равным образом, при выключении сначала одно кольцо отделяется от a, а затем уже другое — от b.

Соединение корпусов *a* и *b* при помощи винтовой резьбы дает возможность компенсировать износ фрикционных поверхностей и изменять натяжение пружин. Пределы этой регулировки зависят от шага резьбы и от числа винтов *o*, входящих в углубления *n*. В целях смазки поверхностей трения каждое из колец *c* снабжено спиральной смазочной канавкой, кончающейся у малой окружности кольца. Чтобы масло не могло вытекать наружу, в месте соединения частей *a* и *b* проложено уплотнительное кольцо *p*, а на торцевой стенке корпуса *b* устроены закраины. Винты *o* в кожухе также уплотнены. Благодаря большой рычажной передаче, сила необходимая для включения муфты, мала. Центробежная сила массы колец на сцепляющую силу не оказывает никакого влияния. Для того, чтобы при большом числе оборотов (упомянутой фирмой выполнены такие муфты для паровых турбин, делающих 2 000 *об./мин.*) уравновесить центробежную силу пружин, влияющую на включение, на продолжении коленчатых рычагов помещают противовесы.

Подобные муфты с поверхностями трения в виде двойных конусов изготовляют также фирма Ломан и Штольтерфот (см. герм. пат. № 303 420 от 10/II 1917 г. и № 312 062 от 31/VIII 1918 г.) и завод Полизиуса (см. герм. пат. № 307 417 от 22/VI 1917 г.). В упругой фрикционной муфте последней фирмы конические кольца, увлекаемые в движение кожухом с полыми конусами, действуют на ведомый вал не непосредственно, как в муфте Фрейнда, а через посредство упругих промежуточных деталей. Иного рода фрикционная муфта с двойным конусом трения явилась предметом герм. патента № 319 637 от 30/VII 1918 г., выданного заводу Пенит. С концом одного из валов связано кольцо, имеющее изнутри и снаружи конические поверхности трения, к которым как изнутри, так и снаружи, с помощью коленчатых рычагов и дугообразных рессор прижимаются два других конических кольца. Оба конических кольца, аналогично устройству в муфте Фрейнда, могут аксиально перемещаться на стержнях, которые укреплены в звездообразном поводке, заклиненном на конце другого вала.

Двойные фрикционные поверхности применяет в конических муфтах также фирма Сименс-Шуккерт (Siemens-Schuckert-Werke, G.m.b.H., Berlin); см. герм. пат. № 284 953 от 23/VII 1913 г. и № 286 351 от 24/X 1913 г. Одна из половинок муфты снабжена близ наружной окружности параллельным к оси клиновидным кольцом, которое заходит в соответствующую клиновидную кольцевую канавку другой половинки муфты. Кольцо изготовлено из гибкого материала (кожа и т. под.) с радиальными стыками (пластинки) и обладает податливостью как в радиальном, так и в тангенциальном направлении в обе стороны вращения. Для увеличения жесткости между отдельными пластинками проложены шайбы из пружинящей тонкой листовой стали.

Относительно конических фрикционных муфт, часто применяемых в автомобилях и летательных аппаратах, мы вынуждены отослать читателя к соответствующей специальной литературе.

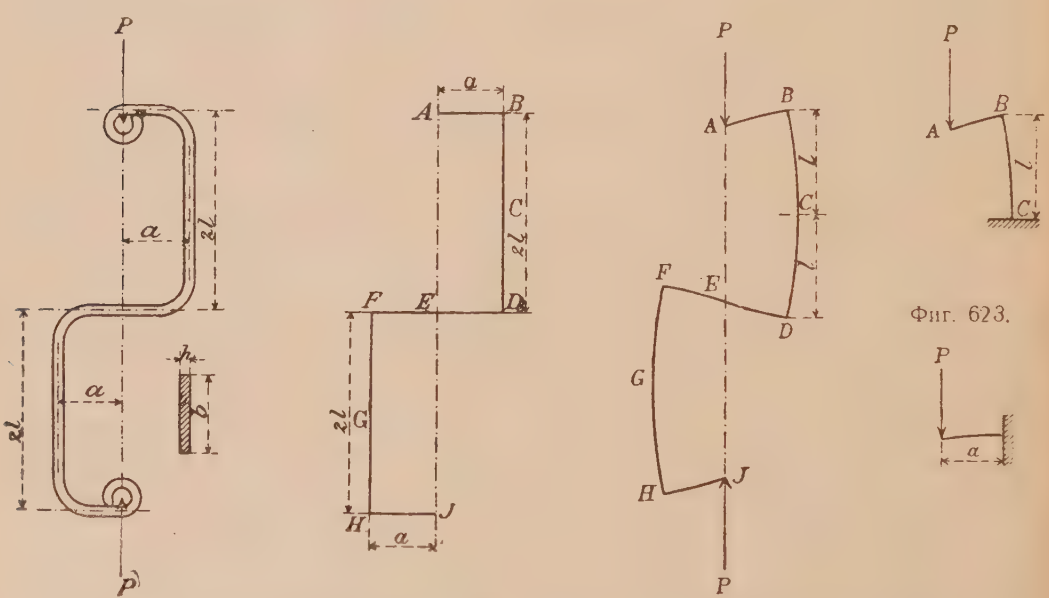
Иногда фрикционные муфты устраиваются с цилиндрическими поверхностями трения. Эти муфты сконструированы так, что поверхности трения прижимаются друг к другу посредством не осевого, но радиального перемещения. Этим устраняется упомянутая выше вредно действующая осевая сила. К конструкциям этого рода принадлежит муфта Домен-Леблана (Dohmen-Leblanc). Фиг. 1 табл. 36 изображает эту муфту в том виде, в каком она первоначально изготовля-

лась заводом BAMAG. На ведущем валу m неподвижно заклинен диск o. Передвижением втулки p на ведомом валу n (справа налево) в обозначенное на чертеже положение, четыре ползуна (колодки) r в неподвижно сидящей на валу n крестовине s прижимаются посредством пружинящих (коленчатых) рычагов q к внутренней цилиндрической поверхности диска o. Вызываемое этим трение должно обеспечивать сцепление валов. Пружинящие рычаги располагаются при этом так, что в состоянии включения коленчатый рычаг немного заходит за перпендикулярное положение. Это делается для того, чтобы предупредить самопроизвольное выключение и разгрузить включающий рычаг. Направление ползуна (в крестовине s), в виду трения, приложенного к его наружной торцевой поверхности, должно быть доведено по возможности ближе к окружности трения, при чем сама торцевая поверхность ползуна должна быть достаточно длинной. У новой муфты давление, прижимающее ползун r к поверхности трения, должно быть рассчитано с запасом, в виду чего рекомендуется включать муфту постепенно и осторожно.

Для определения зависимости между размерами стержня q, его упругостью в радиальном направлении и прижимающим давлением можно воспользоваться следующим, быстро приводящим к цели, приближенным методом расчета.

Вместо действительного стержня по фиг. 619 будем рассматривать его среднюю линию по фиг. 620, которая, под действием радиальной сжимающей силы P принимает форму по фиг. 621, сохраняя неизменными прямые углы у B, D, F и H и имея в E точку перегиба. Общий прогиб или упругое сжатие (осадка пружины) в направлении AJ, т.-е. перемещение точки A в радиальном направлении, в четыре раза больше прогиба участка ABC (фиг. 621 и 622).

Фиг. 619. Фиг. 620. Фиг. 621. Фиг. 622.



Путь, который точка A, фиг. 622, проходит в радиальном направлении под действием силы P, слагается, главным образом, из прогиба участка AB и из поворота того же участка AB, вследствие выгиба участка BC.

Первая составная часть, если принять во внимание фиг. 623, составит, согласно ур. (23), том I, стр. 29, в виду наличия одной только силы P:

$$y' = \frac{1}{3}\,\frac{\alpha}{\Theta}\,P a^3,$$

где Θ момент инерции стержня, т.-е. в этом случае $\frac{1}{12}\,bh^3$, и α коэффициент удлинения материала стержня.

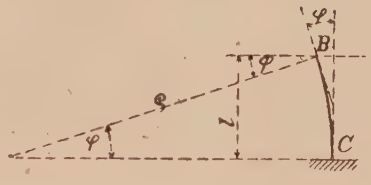
Вторую часть находим следующим рассуждением. Предполагая, что a велико по сравнению со стрелкой дуги BCD, изгибающий момент для этой части стержня можно принять постоянным и равным Pa. Вследствие этого, согласно ур. (18), том I, стр. 27, будет постоянным и кривизна

$$\frac{1}{\rho} = \alpha\,\frac{Pa}{\Theta}.$$

Таким образом, при постоянном значении Θ кривая BCD на фиг. 621 будет иметь форму дуги круга [1]).

Отсюда, на основании фиг. 624, получаем:

Фиг. 624.



$$\sin\varphi = \frac{l}{\rho} = \alpha\,\frac{Pal}{\Theta},$$

а при малой величине угла φ:

$$\varphi \cong \alpha\,\frac{Pal}{\Theta}.$$

Итак, вторая составная часть радиального пути приближенно равна:

$$y'' = \varphi a = \alpha\,\frac{Pa^2 l}{\Theta},$$

следовательно, радиальное упругое сжатие (осадка) всего стержня составит:

$$y_r = 4\,(y' + y'') = 4\,\alpha\,\frac{Pa}{\Theta}\left(\frac{a^2}{3} + al\right) = 4\alpha\,\frac{Pa^2}{\Theta}\left(\frac{a}{3} + l\right).$$

Так как l обычно больше, чем a, то эта формула показывает, что упругое сжатие происходит преимущественно от искривления участков BCD и FGH.

При

$$M_b = Pa = k_b\,\frac{\Theta}{e}$$

и так как $e = \frac{h}{2}$, находим

$$y_r = 8\,\alpha\,k_b\,\frac{a}{h}\left(\frac{a}{3} + l\right).$$

---

[1]) При строгом расчете следовало бы учесть влияние выгиба стержня BC на величину изгибающего момента. О том, как проводится такой расчет, см. E. u. F., § 24. См. также выноску на стр. 175.

Для пружинящего стержня по фиг. 1 табл. 36, при толщине шарнирного болта в 13 *мм*,

$$a = 2{,}5\ см,\quad l = \frac{13 + 1{,}3 + 0{,}65}{4} \cong 3{,}7\ см,\quad h = 0{,}65\ см,$$

так что при

$$\alpha = \frac{1}{2\,200\,000} \quad \text{и} \quad k_b = 4400\ кг/см^2 = \frac{2\,200\,000}{500}$$

можно ожидать упругого сжатия, равного

$$y_r = \frac{8}{500}\,\frac{2{,}5}{0{,}65}\left(\frac{2{,}5}{3} + 3{,}7\right) = 0{,}28\ см.$$

Пружинящий стержень по фиг. 2 табл. 36 дает при $k_b = 4400\ кг/см^2$

$$y_r = \frac{8}{500}\,\frac{2{,}5}{0{,}8}\left(\frac{2{,}5}{3} + \frac{31{,}9}{4}\right) = 0{,}44\ см.$$

Из этой длины

$$100\,\frac{2{,}5}{3} : \left(\frac{2{,}5}{3} + \frac{31{,}9}{4}\right) = 9{,}5\%$$

приходится на прогиб участков a, фиг. 619 и 621, тогда как 90,5% величины y_r происходят от искривления участков длиною в $2\,l$.

Для муфты по фиг. 1 табл. 36 диаметр вала составляет 55 *мм*; поэтому, считаясь с тем, что упомянутая выше фирма определяет диаметр вала d по формуле

$$d = 12\sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 2{,}32\sqrt[4]{0{,}01\,M_d},$$

можно нагружать вал крутящим моментом.

$$M_d = 100\left(\frac{5{,}5}{2{,}32}\right)^4 \cong 3160\ кг.см.$$

Отсюда требуемое для каждой из 4 колодок трение будет:

$$\frac{3160}{4.25} = 31{,}6\ кг.$$

Следовательно, если принимать для коэффициента трения значение 0,1, то необходимое давление нажатия составит:

$$\frac{31{,}6}{0{,}1} = 316\ кг,$$

а соответственное удельное давление

$$\frac{316}{14 \cdot 5} = 4{,}5\ кг/см^2.$$

Так как это давление нажатия должно быть достаточным и после того, как начнется износ, по крайней мере, до известного предела последнего, то первоначально оно должно превосходить только-что вычисленное значение, не говоря уже о том избытке силы, который может быть обусловлен ускорением масс в период пуска (непосредственно после включения). Если при упругом сжатии стержня y_r, принять, что сила пружины должна оставаться достаточной и после износа в $0{,}5\,y_r$, то в новой муфте давление нажатия должно составлять не менее

$$316\,\frac{y_r}{0{,}5\,y_r} = 632\ кг,$$

чему соответствует удельное давление

$$632 : 70 = 9\ кг/см^2.$$

Если пренебречь искривлением пружинящего стержня, то возникающее в нем напряжение изгиба получится из соотношения

$$632\,\frac{5}{2} = k_b\,\frac{1}{6}\,5{,}1.0{,}65^2$$

равным

$$k_b = \frac{632 \cdot 5 \cdot 6}{2 \cdot 5{,}1 \cdot 0{,}65^2} \cong 4400 \ кг/см^2.$$

Как было найдено выше, этому значению k_b соответствует упругое сжатие $y_1 = 2{,}8$ *мм*, и, таким образом, радиальный износ (включая могущую появиться остающуюся деформацию) может дойти до $0{,}5 \cdot 2{,}8 = 1{,}4$ *мм*, прежде чем давление нажатия упадет до 316 *кг*.

При абсолютно малом упругом сжатии стержней и возможном, вследствие этого, значительном влиянии малых отклонений, а также при той естественной неопределенности, которая существует в отношении действительно вызываемого в пружине усилия, начальное давление нажатия приходится назначать скорее с некоторым запасом, чем слишком малым; в результате этого, в свою очередь, в новой муфте как удельное давление, так и напряжение изгиба могут превзойти вычисленные для них значения 9 *кг/см*^{2}, соотв. 4400 *кг/см*^{2}. Что такое превышение, в случае применения хорошей закаленной пружинной стали, представляется еще допустимым, явствует из данных, приведенных в томе I, на стр. 103 и 106 [1]). Все же можно рекомендовать не брать k_b значительно выше 4400 *кг/см*^{2}.

В тех случаях, когда приходится передавать большие усилия, вместо гладких поверхностей трения применяют рифленые или клинчатые (для валов диам. от 75 *мм*

---

[1]) Чтобы проверить, с какой степенью приближения осуществляется сделанная выше предпосылка о том, что стрелой прогиба дуги BCD (FGH), фиг. 621, можно пренебречь по сравнению с отрезком a, определим эту стрелу, величину которой обозначим через x. Из фиг. 624 находим:

$$l^2 = (2\rho - x)\,x \cong 2\rho\,x,$$

откуда

$$x = \frac{l^2}{2\rho} \cong \frac{\alpha}{2}\,\frac{Pal^2}{\Theta} = \alpha\,\frac{l^2}{h}\,k_b.$$

При $k_b = 4400$ *кг/см*^{2} отсюда следует приближенно:

1) для пружинящего стержня с размерами $a = 25$ *мм*, $l = 37$ *мм*, $h = 6{,}5$ *мм*:

$$x = \frac{1}{2\,200\,000}\,\frac{3{,}7^2}{0{,}65}\,4400 = 0{,}042 \ см,$$

т.-е. относительно $a = 25$ *мм*,

$$100\,\frac{0{,}42}{25} = 1{,}68\%;$$

2) для стержня с размерами $a = 25$ *мм*, $l = 80$ *мм*, $h = 8$ *мм*:

$$x = \frac{1}{2\,200\,000}\,\frac{8^2}{0{,}8}\,4400 = 0{,}16 \ см,$$

т.-е. относительно $a = 25$ *мм*

$$100\,\frac{1{,}6}{25} = 6{,}4\%.$$

Влияние этого прогиба выразится в том, что радиальное упругое сжатие стержня, а также напряжение материала на изгиб окажутся для определенной силы P соответственно больше, чем было вычислено выше. Упомянем еще, что к последнему напряжению прибавляется — правда, не особенно значительное — удельное давление $P : b\,h$, обусловленное нормальной силой P.

и выше), как это показано на фиг. 2 табл. 36 для одной из старых конструкций. О том, насколько благодаря этому может быть уменьшено потребное давление нажатия, можно судить на основании сказанного в томе I, стр. 568 и сл. Тангенс половины угла клина для конструкции по фиг. 2 табл. 36 составляет:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{5}{14} = 0{,}357,$$

откуда

$$\alpha = 19°40'.$$

Вследствие этого, коэффициент трения $\mu = 0{,}1$, согласно ур. (332), том I, стр. 572, повышается до

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin 19°40' + \mu \cos 19°40'} = \frac{0{,}1}{0{,}336 + 0{,}1 \cdot 0{,}942} \cong 0{,}23,$$

чему соответствует уменьшение давления нажатия в отношении

$$\frac{1}{0{,}1} : \frac{1}{0{,}23} = 1 : 0{,}43.$$

Совершенно очевидно, что достаточно точное изготовление значительного числа расположенных рядом клиновых поверхностей таким образом, чтобы они вполне точно соответствовали друг другу, представляет весьма значительные трудности. Понятно также, что довольно затруднительно и сохранение совершенного касания в работе, если даже предположить его наличие в новой муфте. Это станет особенно ясным, если взглянуть на фиг. 1 табл. 36 (для этой цели нужно представить себе на ней клиновые канавки) и принять во внимание, что один ряд клиновых поверхностей (напр., расположенных на диске *o*) связан с концом одного вала (*m*), тогда как второй, заходящий в него ряд, соответствующий колодкам *r*, поддерживается крестовиной *s*, которая сидит на конце другого вала. Прогибы, изображенные на фиг. 573 и 574, стр. 62 и 64, должны, строго говоря, привести к продольному изгибу всей линии валов в том месте, где встречаются оба соединяемых вала, и притом даже в том случае, если диски *o* и *s* заклинены наиболее совершенным образом (см. выноску 2, стр. 160). К этому присоединяется еще то обстоятельство, что подшипники обеих частей вала не могут изнашиваться на точно одинаковую величину, что́ является еще одной причиной отклонения оси одного ряда клиновых поверхностей от оси другого ряда этих поверхностей [1]). В силу таких обстоятельств, необходимо, чтобы между колодками и их направляющими были оставлены надлежащие зазоры.

Как отмечено выше, крестовина *s*, фиг. 1 табл. 36, сидит, вместе с направляемыми ею колодками *r*, на ведомом валу. Если бы она была заклинена на веду-

[1]) По поводу отмеченных здесь затруднений упомянутая фирма сообщает следующее: „Благодаря точнейшим фасонным резцам и другим специальным приспособлениям, мы имеем возможность изготовлять желобки в кожухе и колодках так, что обеспечивается равномерное прилегание клиновых поверхностей. Надлежащим выбором (в зависимости от нагрузки) опорных поверхностей и величины подшипников, полнее достигается и без того уже сравнительно равномерное изнашивание их. Кроме того, муфты содержат достаточное число взаимно пригнанных частей, которые изготовляются с допусками, проверяемыми по калибрам; эти допуски могут быть сведены до минимума, вследствие чего последствия небольшого прогиба валов становятся и теоретически и практически несущественными. Помимо этого, мы стремимся устранить такие прогибы уже с самого начала путем назначения достаточно большого диаметра валов, надлежащего расположения подшипников и правильного монтажа".

щем, т.-е. на вращающемся и при выключенной муфте валу, то при более или менее значительной скорости центробежная сила колодок и стержней привела бы к скольжению колодок r по внутренней цилиндрической поверхности кожуха o, а может быть даже и к увлечению последней в движение, т.-е. к самопроизвольному включению муфты. Если особые условия препятствуют помещению крестовины на ведомом валу или же если роль обоих валов в приводе меняется, то центробежную силу указанных частей муфты нужно компенсировать противовесами t, как это показано на фиг. 2 и 3. При числе оборотов, настолько низком, что центробежная сила уже не может привести к указанным явлениям, необходимость в устройстве противовеса, конечно, отпадает.

Уравновешивание центробежной силы колодок противовесами применяется фирмой, строящей эти муфты, также при укреплении крестовины с колодками на ведомом валу, именно—в тех случаях, когда центробежная сила включенных колодок при отсутствии противовесов оказалась бы настолько большой, что слишком затруднила бы выключение.

В последнее время фирма перешла к конструкции, изображенной на фиг. 3 табл. 36. Втулка направляется с одной стороны — на валу, с другой — на ступице ведомой половинки муфты. В этой ступице сделана выемка; она имеет сравнительно тонкие стенки, а для большей жесткости укреплена 4 радиальными ребрами. Расстояние между направляющими для колодки совпадает с шириной a последней. Благодаря этому, колодки легче вставлять в муфту, и их направляющие ближе подходят к поверхности трения.

Вместо того, чтобы устанавливать выключающий механизм в месте стыка валов, может оказаться более целесообразным снабжать муфтами сами передающие движение шкивы или колеса. На фиг. 2 табл. 36 представлено такое устройство по чертежам фирмы BAMAG (упругое сжатие стержней, по данным завода, равно 4,5 *мм*; выше было найдено $y_r = 4{,}4$ *мм*): тяжелый приводный шкив, имеющий самостоятельные опоры и сидящий в u на полом чугунном валу v, связан, как ясно показывает чертеж, с непрерывно вращающимся валом m. При выключенной муфте отпадает всякое обусловленное шкивом сопротивление трения и результат такового — износ. Кроме того, подшипники вала разгружены от веса ременного шкива и натяжения канатов, а самый вал менее нагружен на изгиб. В последнее время кожух муфты часто заклинивают на полом валу из литого железа.

Фирма выполняет также фрикционные муфты с двумя комплектами сдвигающихся башмаков, прижимаемых к концентрическим поверхностям трения (герм. пат. № 286 582 от 8/IX 1914 г. и № 286 756 от 22/I 1915 г.).

Муфта Полизиуса (герм. пат. № 43 806 от 20/XII 1887 г.) отличается от муфты Домен-Леблана лишь натяжным механизмом с переставными пружинящими стержнями, опирающимися на пружинное кольцо.

Аксиальная сила, необходимая для включения подобных муфт, для больших муфт довольно значительна, в виду чего передвижение включающего рычага производится в этих случаях обычно посредством винта и ручного маховичка. В пользу такого устройства говорит также желательность постепенного включения муфты.

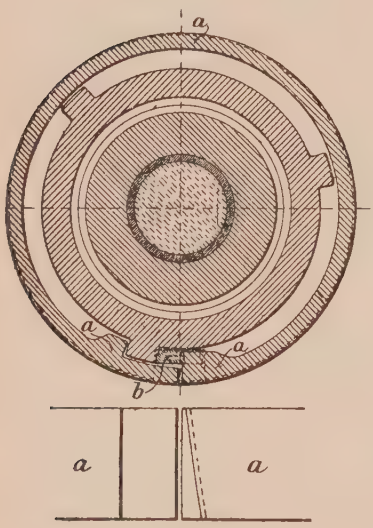
Выше уже было замечено, что закрепление на шпонках сравнительно крупных дисков муфты Домен-Леблана и подобных ей, а также устройство опор для концов вала заслуживает особенно внимательного отношения. На фиг. 1 табл. 37

(по чертежу фирмы BAMAG) последнее требование удовлетворено. Оба подшипника установлены на прочной раме. Устройство для включения и выключения муфты приводится в действие посредством ручного маховичка и цепной передачи, которая вращает два параллельных ходовых винта, имеющих направление во втулках, прилитых к крышке подшипника. Гаечной резьбой снабжены проушины выключающего хомута.

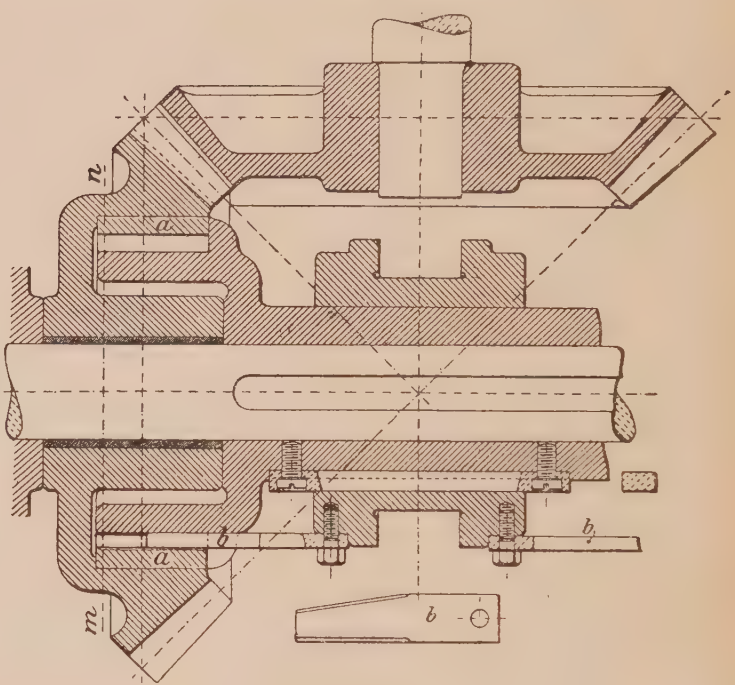
Цилиндрическими поверхностями трения снабжаются также муфты распорные (разжимные), включаемые посредством передвигания разжимных клиньев.

Фрикционная муфта конструкции завода Штукенгольц (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, Werk Stuckenholz, Wetter a. d. Ruhr), с успехом применяемая в реверсивных передачах, изображена на фиг. 625 и 626. При разжимании

Фиг. 625.



Фиг. 626.



чугунного кольца a в тангенциальном направлении клином b это кольцо прижимается к внутренней поверхности включаемого колеса — подобно тому, как вследствие собственной упругости прижимаются к стенкам цилиндра чугунные кольца поршней (см. Отдел пятый, B I, 2, d, α) — и этим вызывается требуемое трение [1]). Два клина b, необходимые для получения реверсивности, наглухо соеди-

[1]) Завод Бехем и Кеетман (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, Werk Bechem & Keetmann, Duisburg), запатентовал аналогичную реверсивную муфту (герм. пат. № 86 116 от 23/VII 1895 г.), в которой расцепление обеспечивается тем, что втулка, несущая клин для разжимания сцепляющего кольца, при выключении не только позволяет кольцу снова сжаться, но и заставляет его сделать это. См., кроме того, герм. патенты № 94 540 от 30/XI 1897 г. и № 274 308 от 26/IV 1913 г.

нены со сцепляющей втулкой следовательно, движутся вместе с нею. Расцепление осуществляется упругостью сжимающегося кольца, после того, как будет отодвинут назад клин. По сравнению с муфтой по фиг. 615, стр. 165, преимущество этой конструкции заключается в том, что она увлекает в движение ведомый вал более плавно, чем это возможно при муфте по фиг. 615 с малой конусностью, т.-е. с малым углом α (см. стр. 165 и сл.), к чему приходится прибегать, чтобы аксиальная сила, потребная для включения, не получалась слишком большой.

В зависимости от того, на какое из разжимных колец действует включающая втулка — на левое (изображенное) или на правое (не показанное на фигуре), заклиненное на валу коническое зубчатое колесо получает вращение в одном или в другом направлении. Подобные реверсивные муфты широко применяются в механизмах подъемных машин, прокатных станов, а также станков (загибочные, кромкострогальные станки и т. д.). Перемена направления движения происходит точно в нужный момент, и в этом отношении такие муфты неоспоримо лучше, чем, например, передачи с прямым и перекрестным ремнями. Описываемые муфты выполнялись до весьма значительных размеров: так, например, такой передачей снабжен один гамбургский кран грузоподъемностью 150 тонн; его конические зубчатые колеса, отлитые из стали имеют 43 зубца, при шаге в 55 *мм*.

Завод Eschweiler-Ratinger Maschinenbau A.-G. применяет состоящую из многих звеньев ленту, прижимающуюся к наружной цилиндрической фрикционной поверхности муфты. Концы ленты связаны тангенциально расположенными винтами с левой и правой нарезками. При вращении этих винтов лента стягивается или ослабляется.

Завод Эслинген (Maschinenfabrik Esslingen) изготовляет для подъемных машин, например, для соединения привода с ходовым механизмом крана, ленточную муфту по фиг. 2 табл. 35. Диск a ведомого вала охватывает подбитая кожей и состоящая из двух частей железная лента b, обе половинки которой связаны, при посредстве спиральных пружин d, винтами c и прижимаются к диску a. Увлечение ведомой части осуществляется посредством привинченных к ведущему диску угольников e, каждый из которых заходит в промежуток между двумя угольниками f, приклепанными к упомянутой ленте.

Относительно других ленточных тормазов см. статьи Шпрингера (E. Springer) в Z. d. V. d. I., 1912, стр. 2067 и сл. (см. в связи с этим Z. d. V. d. I., 1913, стр. 1023 и сл.), а также Онезорге (Otto Ohnesorge) в Z. d V. d. I., 1908, стр. 1030 и сл.; см. также его патенты: герм. пат. № 185 678 от 22/V 1906 г. и № 220 823 от 15/XII 1907 г.

Рассмотренную в 10-м издании настоящей книги фрикционную муфту „Триумф“ со спиральными пружинами, конструкции Шварца (Louis Schwarz & Co., Dortmund) *), которую в несколько ином выполнении строит теперь Акц. О-во „Вулкан“ (Dortmunder Vulcan A.-G., Dortmund), последная фирма

Относительно определения разжимающей силы, давления на фрикционных поверхностях и напряжений в кольце см. Z. d. V. d. I., 1898, стр. 534 и сл., стр. 795 и сл. О других конструкциях подобных муфт см. Z. d. V. d. I., 1898, стр. 4, стр. 61; 1903 г, стр. 1744 и сл.; 1904, стр. 268 и сл. W. M., 1911, стр. 174 и сл.

*) Эта конструкция была еще ранее известна в Англии под названием „шотландской“ или „логарифмической“. [*Ред.*].

(по ее сообщению) заменила, вследствие недостатков, связанных с применением для натяжения пружин коленчатого рычага (не вполне свободный от толчков пуск, эксцентрически действующее давление включения, неравномерное распределение масс, необходимость подрегулировки после сравнительно короткого срока работы), конической муфтой со спиральной пружиной (герм. пат. № 329 207 от 24/X 1918 г.), фиг. 1 табл. 38. Муфта содержит следующие отдельные части: ведущий диск a с направляющей (центрирующей) втулкой b, втулку c, отлитую из отбеленного чугуна, спиральную пружину d с фрикционным конусом e, а также подвижной диск f с внутренней конической поверхностью. Ведущий диск a, заклиненный на одном валу, имеет две выемки g для пары головок h (составляет одно целое с пружиной) и h_1 (приклепана к пружине) спиральной пружины d. Другой конец последней снабжен в изображенной конструкции головкой i (в крупных конструкциях этой муфты пружина имеет две такие головки, расположенные по концам одного диаметра), которая заходит в одну из выемок k фрикционного конуса e. При перемещении диска f влево включаются конуса трения, при чем раньше всего прижимается к втулке c первый ближайший к концам виток пружины. Аксиальное давление воспринимается при этом, через посредство выступов m конуса e, кожухом l, который окружает пружину d и связан с ведущим диском a. После этого постепенно обхватывают втулку c и остальные витки пружины. При целесообразно выбранных размерах деталей муфты, сила необходимая для ее включения сравнительно мала. Вначале втулка c проскальзывает под спиральной пружиной, натягивает ее, начиная с витка ближайшего к коническому фрикционному кольцу, все сильнее, и этим до известной степени автоматически обеспечивает необходимое для сцепления повышение трения, а вместе с тем и самое включение муфты. Во избежание слишком резкого увлечения ведомого вала, рекомендуется включать муфту медленно и постепенно, а не толчками; для этого целесообразно пользоваться, например, маховичком и ходовым винтом, по которому перемещается гайка, передвигающая посредством рычажной передачи диск муфты [1]). Выключение можно производить мгновенно. Подобные „приспособления для мгновенного выключения“, позволяющие мгновенно выключить муфту, строит фирма „Вулкан“ (Dortmunder Vulcan A.-G., см. Z. d. V. d. I., 1903, стр. 267, а также проспекты названной фирмы). При сильной перегрузке муфты пружина начинает проскальзывать по втулке c.

Необходимо уделять особое внимание обеспечению достаточной смазки скользящих друг по другу поверхностей втулки и спиральной пружины. Когда муфта заключена в кожух, как в случае конструкции по фиг. 1 табл. 38, смазка может быть обеспечена путем заполнения полости внутри кожуха смазочным материалом (тавотом или др. консистентной мазью). Кожух, кроме того, защищает муфту от пыли и грязи.

Если муфта сконструирована, как открытая, т.-е. если спиральная пружина и втулка лежат снаружи и не окружены кожухом, то рекомендуется, перед тем, как

---

[1]) Завод Зака (Maschinenfabrik Sack G. m. b. H., Düsseldorf-Rath) получил герм. патент № 327 386 от 31/I 1920 г. на включающее приспособление для фрикционных муфт со спиральной пружиной, которое сконструировано так, что независимо от воли лица, приводящего муфту в действие, перемещение ее до начала действия пружины происходит быстро, тогда как самое включение фрикционных поверхностей происходит в начале медленно, а затем в последний момент снова ускоряется.

пользоваться муфтой, позаботиться о том, чтобы скользящие поверхности были достаточно хорошо смазаны.

Из предыдущего очевидна также необходимость достаточной смазки вставленной в диск *a* бронзовой втулки *b*, в которой центрируется ведомый вал.

Направление витков спиральной пружины должно быть согласовано с направлением вращения вала таким образом, чтобы трение, развивающееся при прижимании первого оборота пружины, содействовало дальнейшей осадке ее витков.

На случай опережения ведомого вала обе колодки *n*, свинченные с коническим кольцом *e*, упираются в два кулака *o*, прикрепленные к кожуху *l*. Этим предупреждается раскручивание спиральной пружины, которое могло бы привести к ее поломке.

Если ведущий диск вращается попеременно то в одном, то в другом направлении, то муфту снабжают двумя пружинами, одна из которых производит сцепление при вращении вправо, а другая — при вращении влево. Такие муфты упомянутая фирма строит для прокатных станов, автомотрисс, моторных лодок, тракторов, автомобилей, прессов, станков и т. д.

В муфте Шварца (W. Schwartz & Co., Dortmund) со спиральной пружиной (герм. пат. № 323 736 от 21/VII 1917 г.) конец последней и второй ее виток снабжены аксиально направленными придатками, с коническими боковыми поверхностями которых сцепляются, в целях натяжения пружины, соответствующие клиновидные выступы включающей втулки.

В герм. патенте Ранфта (A. Ranft, Wittenberg), № 302 389 от 25/VI 1914 г., спиральная пружина отжимается наружу к надвинутому на нее стакану.

Упомянутым свойством фрикционных муфт со спиральной пружиной автоматически создавать повышение давления нажатия обладает и цилиндрическая фрикционная муфта фирмы Баумбах (Rich. Baumbach, Dessau, герм. пат. № 166 200 от 31/I 1905 г.).

Характерной особенностью муфты Хилля (Hill), изображенной на фиг. 2 табл. 37 (по чертежу Вюльфельского завода, герм. пат. № 69 732 от 8/VI 1892 г. и № 89 266 от 12/III 1895 г.), являются попарно расположенные колодки с деревянными накладками, образующими цилиндрические поверхности трения — одну с внутренней стороны фрикционного кольца, другую — с наружной стороны последнего. Внутренняя колодка отжимается радиально наружу, наружная же — радиально внутрь, и притом с совершенно одинаковой силой давления. Идея этой конструкции состоит в том, чтобы равнодействующее радиальное давление на кольцо в любом месте последнего было равно нулю, чтобы центробежные силы колодок трения взаимно уравновешивались, чтобы при данной силе, потребной для включения, трение получалось вдвое больше и чтобы фрикционное кольцо было свободно от изгибающих напряжений, появляющихся при одностороннем давлении. Включение муфты производится следующим образом. При передвижении скользящего кольца *a* из пунктирного положения рычага *c* в положение, вычерченное сплошными линиями, двуплечий рычаг *c* поворачивается около цапфы *d*, имеющей опоры в наружной колодке *b*. При этом свободный конец рычага *c* нажимает роликом *e* на болт *f* внутренней колодки *g*. Вследствие этого, обе колодки сближаются между собой и с двух сторон прижимаются к фрикционному кольцу, притом — с одинаковой силой,

так как одна из колодок служит точкой опоры рычагу, производящему нажатие. Для того, чтобы колодки в выключенном положении муфты были обеспечены от радиального смещения, они связаны поворотной вокруг болта *h* серьгой *i*. Таким образом, обе колодки вынуждены удаляться от фрикционного кольца на одинаковое расстояние. Болт *h* имеет в отверстии плеча муфты радиальный зазор и поэтому допускает некоторую перестановку. На своем месте он удерживается путем затягивания наглухо. Включив муфту, этот болт туго затягивают. Когда деревянные колодки износятся настолько, что для передачи силы трения уже недостаточно, то соответственным образом подтягивают, при включенной муфте, винт *k*. Необходимая эластичность муфты обеспечивается деревянными накладками и упругостью цапф.

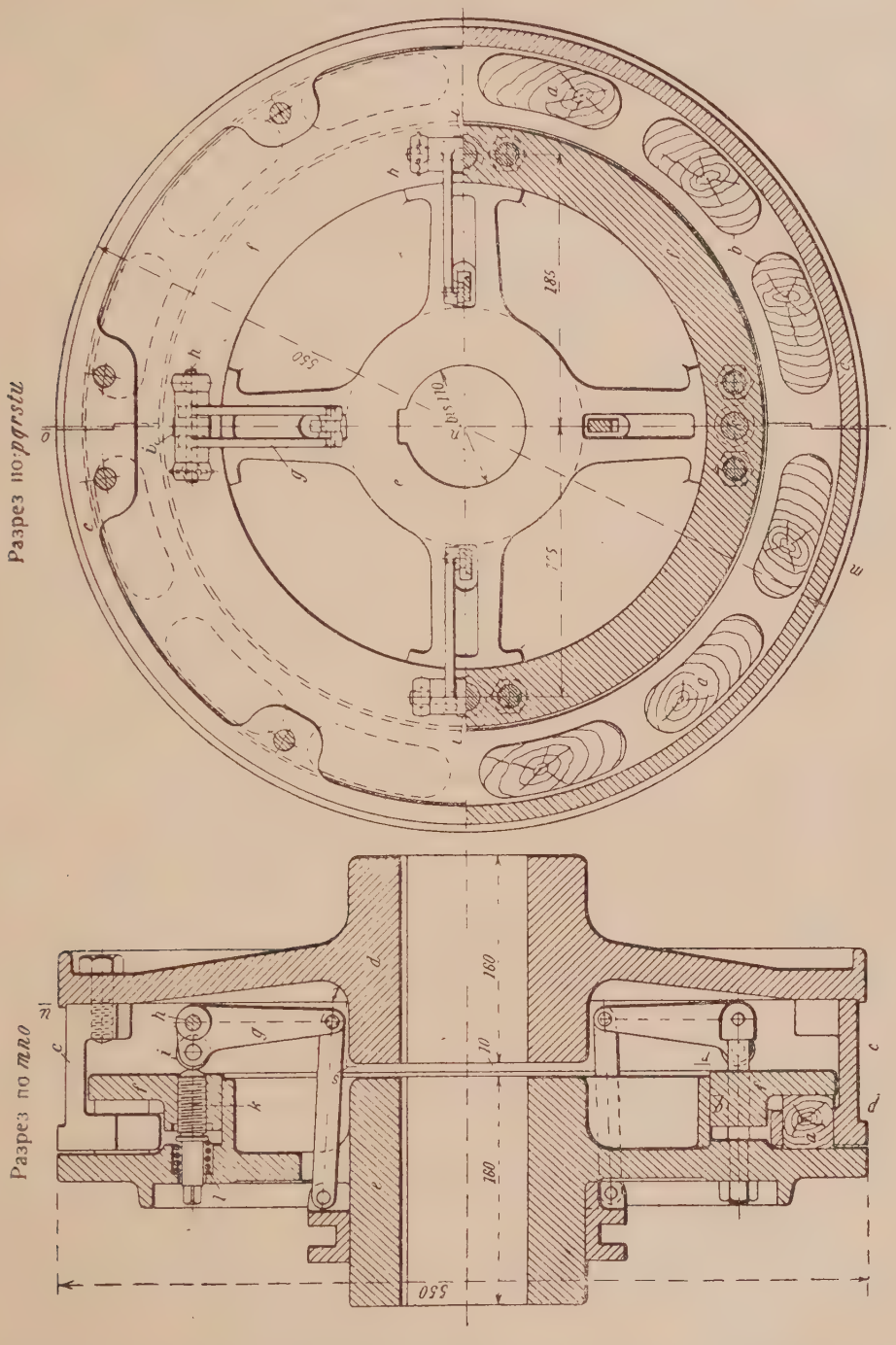
Муфты небольших размеров включаются и выключаются вручную, при помощи рычага, для более крупных муфт нужны особые приспособления. Муфту, без особых затруднений, можно делать и разъемной (свертной). Муфту Хилля считают особенно пригодной для замены приводов с рабочим и холостым шкивами; таким образом, она позволяет избавиться от усиленного износа ремней, связанного с частым включением и выключением передачи. Чертеж именно и представляет пример такого применения муфты Хилля: ременной шкив имеет диаметр в 1000 *мм* и ширину 250 *мм* (3 пары колодок). Этот ременной шкив сидит на половинчатой холостой втулке, залитой белым металлом, половинки которой раздвигаются посредством установочных винтов *l* с коническими концами, плотно прижимаясь при этом к ступице шкива. Отпустив винты, можно освободить обе половинки втулки, которые затем легко вынуть из ступицы, чтобы вставить обратно после возобновления баббитовой заливки [1]). Втулки Хилля и Легус с циркуляционной смазкой для ременных шкивов Хилля описаны в томе I, стр. 641 и сл.

Разновидность муфты Хилля с плоскими, перпендикулярными к оси поверхностями трения, так называемую дисковую фрикционную муфту, изготовляет Вюльфельский завод („фрикционная муфта X“, герм. пат. № 158 722 от 3/VI 1904 г.). Эта муфта изображена на фиг. 3 табл. 37. Она работает так же, как конструкция, представленная на фиг. 2 той же таблицы. Применение этой муфты рекомендуется для пыльных помещений, напр. для цементных фабрик, так как фрикционное кольцо этой муфты защищено от пыли. С течением времени, вследствие износа втулки для холостого хода, ременной шкив начинает бить, однако, на фрикционное кольцо это не влияет, так как последнее отделено от шкива и лишь посредством кулаков увлекает его. Относительно дальнейших подробностей устройства этой муфты см. описание упомянутого выше патента.

В муфте Изфорт (Isfort), фиг. 627, чертеж фирмы Флендер (A. Friedr. Flender & Co., Bocholt i. W.), деревянные колодки трения *a* сидят в выемках *b* поводка *c*, скрепленного болтами с заклиненной на валу частью муфты *d*. Колодки трения *a*, с помощью сидящего на ведомой части *e* и аксиально передвигающегося

[1]) С муфтой Хилля сходны, между прочим, следующие конструкции: муфта Виснера (Wiessner), герм. пат. № 131 756 от 7/IV 1901 г. и № 138 934 от 23/V 1902 г.; муфта Лемана (Lehmann), герм. пат. № 127 828 от 9/I 1901 г. и № 149 327 от 4/III 1903 г.; муфта „Гном“ завода Пёниг, (см. особенно герм. пат. №№ 185 628, 185 629 и 203 927 от 13/III 1906 г. и № 220 15) от 4/II 1908 г., а также проспекты упомянутой фирмы). Эти конструкции отличаются, по существу, только натяжными приспособлениями и устройствами для регулирования фрикционных колодок.

Фиг. 627.



промежуточного кольца f, прижимаются к части e посредством коленчатых рычагов g, которые поворотно укреплены на пальцах h в детали e. Для этой цели ролик i прижимается к шаровому торцу винта k, посредством которого можно регулировать давление нажатия и компенсировать износ фрикционных колодок. Длинное

плечо коленчатого рычага во включенном состоянии проходит несколько дальше вертикального направления, благодаря чему разгружается скользящее кольцо. Для выключения оттягивают назад кольцо *f*, после чего соприкосновение поверхностей трения прекращается силой пружин *l*, которые до этого момента находятся в напряженном состоянии.

Металлические трущиеся органы, точно так же с перпендикулярными к оси поверхностями трения, имеет муфта Бенна (Benn, герм. пат. № 184 406 от 12/XII 1905 г.), изображенная на фиг. 3 табл. 35 по конструкции фирмы Фогель и Шлегель (Maschinenfabrik Vogel & Schlegel, Dresden).

Кожух муфты, сидящий на ведомом валу, состоит из части *a*, в которую на квадратной резьбе ввинчена крышка *b*. Взаимное положение обеих частей фиксируется двумя утопленными винтами *c*, которые расположены по концам одного диаметра и заходят в канавки *d* крышки. На ведущем валу сидит поводок *e*, несущий фрикционные диски *f*. Последние могут передвигаться по *e* в аксиальном направлении и предохранены от вращения шпонками *g*. Прижимание фрикционных дисков, а вместе с тем и сцепление концов валов производится посредством коленчатых рычагов *h*, для чего втулку выключения *i* надлежит передвинуть в сторону поводка *e*. Во включенном положении муфты серьги *k* несколько заходят за вертикаль, как показано на чертеже, чем достигается разгрузка выключающей втулки. Регулирование давления нажатия производится посредством спиральных пружин *l* и двуплечих рычагов *m*, которые поворотно укреплены на цапфах *n* в выключающей втулке. Эти пружины напряжены на сжатие, при чем силу их натяжения можно изменять, как это ясно показывает чертеж. При выключении втулка отводится назад, серьги *k* передвигаются вправо, коленчатые рычаги поворачиваются к валу, и фрикционные кольца оттягиваются назад пружинами *o*. Чтобы обеспечить расцепление обоих колец, путь одного из них ограничен винтами *p*. Возможный износ фрикционных поверхностей компенсируется с помощью нарезки, соединяющей детали *a* и *b*.

Масло, собирающееся при выключенной муфте в нижней части кожуха, во время вращения последнего после включения муфты поднимается аксиальными ребрами и стекает с них на ведущую часть муфты, чем достигается смазывание ее сочленений и трущихся поверхностей. Для более или менее значительных передаваемых моментов упомянутая фирма применяет в своей „двухдисковой фрикционной муфте“ еще две поверхности трения, наподобие пластинчатых муфт. Та же фирма строит муфты описанного типа и для переменного направления вращения (реверсивные). В отношении деталей конструкции последних приходится сослаться на каталог этой фирмы [1]).

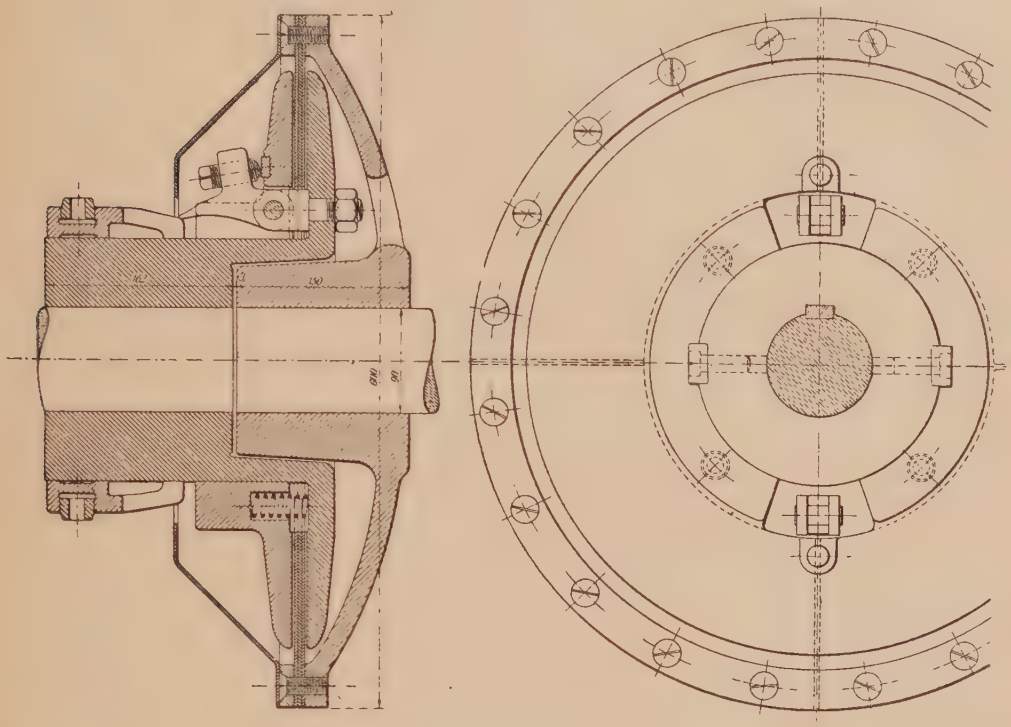
Герм. пат. № 306 535 от 6/XII 1917 г. и № 306 776 от 9/V 1917 г. фирмы Ломан и Штольтерфот касаются фрикционной муфты с одной парой конических и другой парой перпендикулярных к оси поверхностей трения. См. также герм. пат. № 238 912 от 11/III 1909 г., выданный Изфорту (Fritz Isfort, Bocholt).

---

[1]) Фирма Ломан и Штольтерфот также строит фрикционные муфты с двумя металлическими поверхностями трения, перпендикулярными к оси (см. герм. пат. № 291097 от 6/XI 1914 г.). Аналогичны описанной, с разницей только в натяжном механизме и способе регулирования износа фрикционных поверхностей, муфта Озбергера (Osberger), муфта Геберлейна (Haeberlein), герм. пат. № 193 815 от 19/XII 1906 г., и др.

Фиг. 628 изображает муфту Баумгартнера (Baumgartner, швейц. пат. № 34 316). К ободу правой половинки муфты прикреплены три кольцеобразных диска из кожи. Левая половинка муфты состоит из заклиненной на валу ступицы с фрикционным диском. На этой же ступице сидит второй фрикционный диск, до-

Фиг. 628.



пускающий аксиальное перемещение и устроенный так, что между фрикционными поверхностями обоих дисков, обращенными одна к другой, остается промежуток настолько большой, чтобы в нем могли поместиться упомянутые кожаные диски, без нагрузки давлением какой-либо из фрикционных поверхностей. При таком положении частей муфта находится в выключенном состоянии. Включение муфты производится передвижением (на фиг. 628 — вправо) расположенного слева конического стакана, на поверхность которого опираются плечи двух коленчатых рычагов. Действием этих рычагов кожаные диски прижимаются к обеим фрикционным поверхностям, благодаря чему при правильном выборе размеров один вал увлекается другим во вращение. Эта муфта относится к числу упругих, а при надобности ее можно сделать и изолирующей. Относительно долговечности кожаных дисков или какого-либо другого эластичного материала, заменяющего кожу, достаточных опытных данных еще нет. Во всяком случае, на срок службы описанной муфты большое влияние оказывают скорость и частота включения и выключения. По герм. патенту № 224 967 от 25/VIII 1909 г., фрикционные диски изготовляются из перфорированной листовой стали с наклеенными с обеих сторон дисками из эластичных и изолирующих материалов. Плавность работы муфты в этом случае не так совершенна, как в первом. Применением упругих промежуточных деталей конструктор стремится учесть то

обстоятельство, что геометрические оси концов валов, на которых заклинены обе половинки муфты, не лежат на одной прямой линии, а, в зависимости от обстоятельств, более или менее наклонены или же смещены одна относительно другой. Как показывает фиг. 628, в муфте оставлен зазор, для того, чтобы концы соединяемых валов могли несколько перемещаться один относительно другого.

В заключение, упомянем еще о пластинчатых (многодисковых) муфтах, в которых давление нажатия, необходимое для развития определенной силы трения, уменьшается (или, обратно, если это давление задано, трение увеличивается), благодаря применению ряда дисков, торцевые поверхности которых воспринимают это прижимающее давление. Фрикционные диски, допускающие перемещение в осевом направлении, связаны поочередно с ведущей и с ведомой частями муфты и изготовлены из различных материалов, обычно — из стали и латуни. Их поверхности трения работают в масляной ванне. Многодисковые муфты, широко применяемые в подъемных машинах, автомобилях и летательных аппаратах, часто имеют тот недостаток, что расцепление их не может производиться с той надежностью, какая требуется условиями работы указанных машин. В отношении конструкций муфт этого типа можно рекомендовать читателю обратиться к специальной литературе, посвященной устройству автомобилей и летательных аппаратов. См. также D. P. J., 1908, стр. 86 и сл. В этих источниках рассматриваются также другие сцепные муфты, применяемые в автомобилях и летательных аппаратах *).

*) Многодисковые сцепления применяются особенно широко в грузовиках и автобусах с сравнительно тихоходными двигателями, развивающими большой крутящий момент. Следует заметить, что сухие многодисковые муфты имеют в настоящее время значительно большее распространение, чем такие же сцепления, работающие в масле. Материалом для дисков служит либо сталь такого же качества, какая применяется для изготовления пил (толщ. диска обычно 1,5 *мм*), либо сталь и бронза, при чем в этом случае стальные и бронзовые диски чередуются.

Некоторые автомобилестроительные заводы считают, что сцепления, собранные из дисков, изготовленных из различных металлов, изнашиваются не так быстро, как муфты с дисками из одного материала. В автомобилях современной конструкции чаще всего применяют, однако, чередующиеся диски — из стали и специальных тканей, как напр., феродо, Jurid, Skandinavia (Halo), Amabest и т. п.

Расчет многодисковых муфт производится следующим образом. Обозначим через

M_d крутящий момент в *кг · см*,

R наружный радиус диска (кольца) в *см*,

r внутренний „ „ „ „ „

p давление нажатия на поверхности дисков в *кг/см²*,

μ коэффициент трения,

n число дисков, следовательно, число поверхностей трения $k = (n - 1)$.

Давление на площади элементарного кольца поверхности соприкасающихся дисков составляет

$$dN = p.\ 2\pi\, r \cdot dr.$$

Соответствующая элементарная сила трения

$$dF = \mu\, dN = \mu\, p \cdot 2\pi\, r \cdot dr,$$

а элементарный крутящий момент

$$dM = r \cdot dF = \mu\, p \cdot 2\pi\, r^2 \cdot dr.$$

Полный крутящий момент, обусловленный трением общей площади $(n - 1)$ трущихся поверхностей

$$M = (n - 1) \int_r^R \mu\, p \cdot 2\pi r^2 \cdot dr = \frac{2\pi\ (n - 1)\ \mu\, p\ (R^3 - r^3)}{3} \geqq M_d.$$

Интересную в принципиальном отношении конструкцию представляет собой щеточная муфта Лютера (G. Luther, Braunschweig). В этой муфте одна из половинок снабжена по внутренней торцевой поверхности стальными щетками, которые, будучи придвинуты к тонким зубцам поводка, т.-е. к радиальным ребрам другой половинки, обеспечивают включение ведомого вала. В своем сообщении от 2/I 1912 г. упомянутая фирма указывает, что эта муфта изготовляется сравнительно редко, а именно — только в тех случаях, когда включение и выключение производятся не часто, т.-е. когда муфта работает, как упругое сцепление. К подробностям отсылаем поэтому к 10-му изданию настоящей книги.

Для соединения быстро вращающихся валов используется также трение, создаваемое центробежной силой специальных деталей, которые являются подвижными в радиальном направлении и прижимаются к поверхностям трения, обеспечивая таким образом сцепление ведущего вала с ведомым [1]).

Подобные муфты применяются, напр., при электромоторах, которые не могут брать с места под нагрузкой: такие моторы пускают вхолостую, без нагрузки, а затем уже, когда они разовьют известное число оборотов, а следовательно, и определенный вращательный момент, при помощи такой муфты автоматически включается нагрузка. См. по этому поводу E. T. Z., 1909, стр. 273 и сл.

Вюльфельский завод выпустил под названием муфты „Фуга“ центробежную фрикционную муфту, которую он особенно рекомендует для привода

Отсюда, наименьшее число дисков

$$n = \frac{3}{2} \cdot \frac{M_d}{\pi\,(R^3 - r^3)\,\mu\,p} + 1.$$

Коэффициент трения μ зависит от рода материалов, из которых сделаны диски, а также — от скорости их. Обычно принимают:

для стали по стали, в масле
$\mu = 0{,}04$,
для стали по феродо, всухую
$\mu = 0{,}30$ до $0{,}35$.

Нормальное давление p не должно превышать:
для стали по стали, в масле
$p = 0{,}8$ до $0{,}9$ *кг/см*^{2},
для стали по феродо, всухую
$p = 1{,}5$ до $2{,}0$ *кг/см*^{2},
так как иначе диски изнашиваются чересчур быстро.

Радиус R назначается на основании конструктивных соображений (при этом можно пользоваться эмпирической формулой: $R + r \cong 40\sqrt{M_d}$), радиус $r = (0{,}6$ до $0{,}8)\ R$.

По этому поводу см. P. M. Heldt, „Automobilbau“ (пер. с англ.), Band II (Berlin, 1922), стр. 32 и сл.; A. Heller, „Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff“ (Berlin, 1912), стр. 284 и сл.; R. Bussien, „Automobiltechnisches Handbuch“ (12 Aufl., 1928), стр. 284 и сл., где описано большое число современных конструкций многодисковых муфт, а также и сцеплений других типов. [*Ред.*].

[1]) Ср. герм. патенты № 10 094 от 22/V 1898 г. Акц. О-ва б. Шуккерт и К^0 (Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Schuckert & Co., Nürnberg), № 162 303 от 19/VI 1903 г. Вюста и К^0 (C. Wüst & Co., Seebach bei Zürich), № 195 943 от 21/X 1906 г. завода Эрликон (Maschinenfabrik Oerlikon, Oerlikon, Schweiz), (см. также E. T. Z., 1909, стр. 303, и 1910, стр. 698 и сл.), конструкции подобных муфт, разработанные фирмой Фогель и Шлегель, герм. пат. № 295 456 от 22/II 1914 г. завода Sächsische Maschinenfabrik, vorm. Rich. Hartmann A.-G., Chemnitz.

центрофуг. Как показывает фиг. 2 табл. 38, эта муфта состоит из свертной, заклиненной на ведущем валу, двуплечей крестовины *a* и свертного же ременного шкива *b*, который свободно сидит на холостой втулке, снабженной устройством для смазки (тавотом или маслом). На крестовине *a* укреплены две передвижные в радиальном направлении фрикционные колодки *c*, снабженные сменными, облицованными кожей, деревянными подушками. Внутренняя поверхность обода ременного шкива одновременно служит фрикционным цилиндром для упомянутых колодок. В крестовине *a* поворотно укреплены рычаги *d*, с одной стороны сцепленные с тягами *e*, которые связаны с колодками трения, а с другой стороны, при посредстве нажимных винтов *f*, упирающиеся в клиновидную поверхность *g* включающего стакана (втулки) *h*. В изображенном (крайнем правом) положении включающий стакан придвинут ближе всего к крестовине; при этом рычаги *d* с помощью тяг *e* отводят колодки трения от внутренней поверхности обода шкива, и следовательно, муфта выключена. Если стакан *h* отодвинуть от крестовины (движение по стрелке *A*), то конец рычага *d*, сцепленный с тягой *e*, начинает двигаться к ободу; благодаря этому колодки трения, вместе с тягами, получают возможность двигаться под действием центробежной силы наружу до тех пор, пока они не соприкоснутся с фрикционной поверхностью ременного шкива. Когда трение между колодками и этой поверхностью достигнет необходимой величины, муфта окажется включенной.

В последнее время идея электромагнитных тормазов, уже давно известных из области конструкции подъемных машин, нашла приложение для устройства электромагнитных муфт, в которых магнитная сила катушки при пропускании через нее тока используется для взаимного прижимания фрикционных поверхностей. Для включения и выключения муфты достаточно при этом лишь замыкать и, соотв., размыкать электрическую цепь.

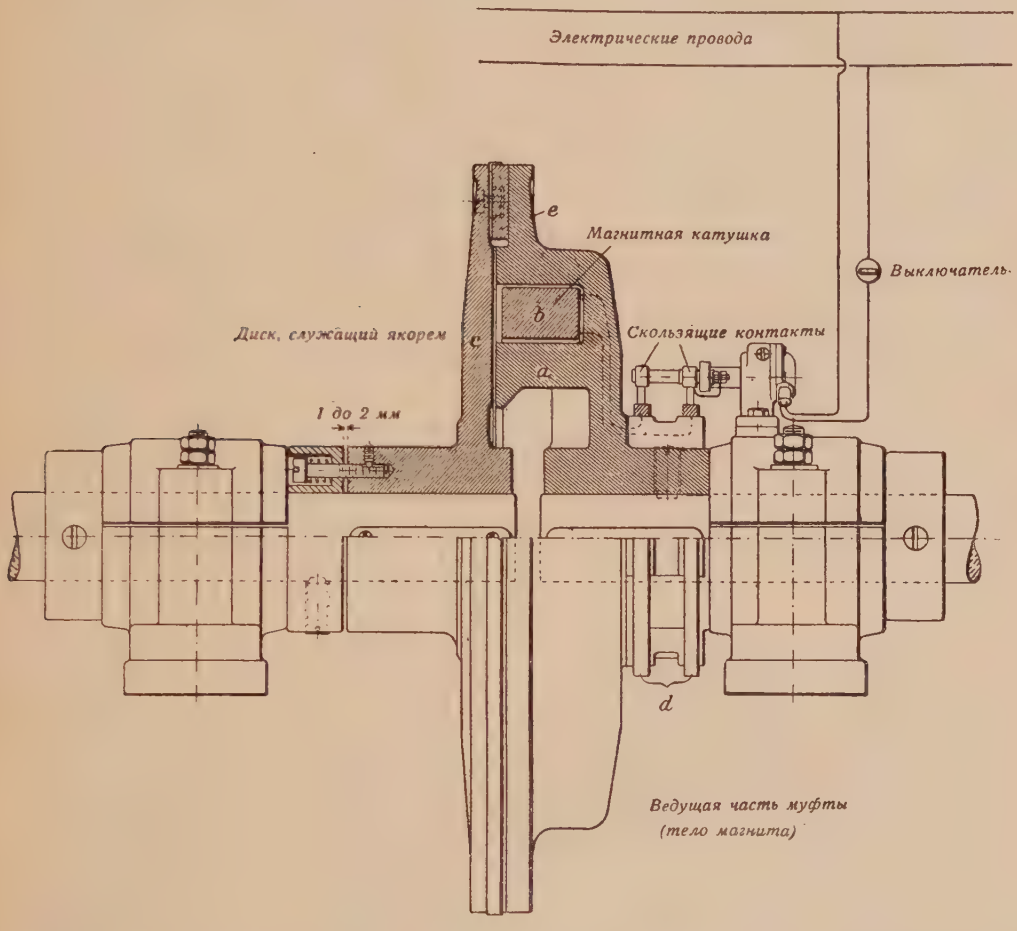
Фиг. 629 изображает патентованную электромагнитную муфту „Вулкан“, по конструкции завода Вулкан (Vulcan-Máschinenfabrik A.-G., Wien und Berlin), для сцепления концов двух валов (герм. пат. № 152 263 от 3/VI 1902 г., № 159 764 от 25/III 1903 г., № 179 372 от 5/IV 1906 г., № 188 925 от 15/IV 1906 г., № 204 438 от 6/IV 1906 г., № 225 775 от 27/IX 1907 г., № 253 110, 253 655 и 261 660 от 9/II 1909 г., № 293 334 от 14/VII 1914 г. и № 310 419 от 2/VI 1917 г.). Тело магнита *a*, несущее катушку *b*, неподвижно закреплено на валу (обычно — ведущем); якорь *c* имеет возможность передвигаться вдоль другого вала. Когда, посредством контактных колец *d*, через обмотку катушки пропускается ток, якорь *c* притягивается и, вследствие этого, происходит замыкание муфты трением между половинкой ее *c*, снабженной фрикционным кольцом *e*, и частью муфты *a*. Фрикционное кольцо *e* сделано из немагнитного материала, для того, чтобы по выключении тока не имело места сцепление муфты вследствие остаточного магнетизма в кольце. При размыкании тока спиральная пружина отодвигает якорь от тела магнита [1]) *).

[1]) Ср. также герм. пат. № 299 938 от 23/II 1916 г. фирмы Ролль (Gesellschaft der Ludwig v. Roll'schen Eisenwerke, Gerlafingen, Schweiz). Интересна в отношении расположения обмоток магнита и деревянных фрикционных колодок электромагнитная дисковая фрикционная муфта Изфорта (F. Isfort, Bocholt), герм. пат. № 289 387 от 7/VIII 1913 г.

*) Характерной особенностью конструкции муфты „Вулкан“ является обязательное наличие воздушного промежутка между поверхностями притяжения также и при сцепленной

Каммерер (O. Kammerer, Charlottenburg, герм. пат. № 134 491 от 14/XI 1901 г.) устраняет необходимость передвижения якоря по валу, укрепляя якорь на тонкой упругой стальной пластине (мембране), которая неподвижно сидит на валу. При передаче больших вращательных моментов тонкие мембраны обнаруживают

Фиг. 629.



стремление выгибаться в сторону, выпучиваться и, наконец, ломаться. Чтобы устранить этот недостаток и создать возможность применения электромагнитных мембранных муфт также и для передачи больших вращательных моментов О-во Magnetwerk (Magnetwerk G. m. b. H., Eisenach) соединяет мембранную часть с поводковой муфтой, разгружающей мембрану в направлении вращения (герм. пат. № 285 619 от

муфте, т.-е. и при прижатых одна к другой поверхностях трения. Сохранение надлежащей величины этого промежутка необходимо для правильной работы этой электромагнитной муфты. Поэтому через известные периоды (примерно, через каждые две недели) этот промежуток приходится проверять и, если требуется, производить регулировку муфты.

Описание реверсивных электромагнитных муфт для станков с поступательно-возвратным движением см. E. Preger, „Werkzeuge und Werkzeugmaschinen“ (Leipzig, 1927), стр. 213 и сл., и M. Coenen, „Elemente des Werkzeugmaschinenbaues“ (Berlin, 1927), стр. 86. [*Ред.*].

22/VI 1913 г.) или же придает телу якоря такую форму, что он сбоку охватывает с небольшим зазором мембрану (герм. пат. № 285 240 от 26/V 1914 г.). В другой конструкции упомянутая фирма придает якорю форму спиральной пружины, напоминающей пружину конической муфты, описанной на стр. 180 и сл. (ср. герм. пат. № 291 769 от 28/IV 1914 г.).

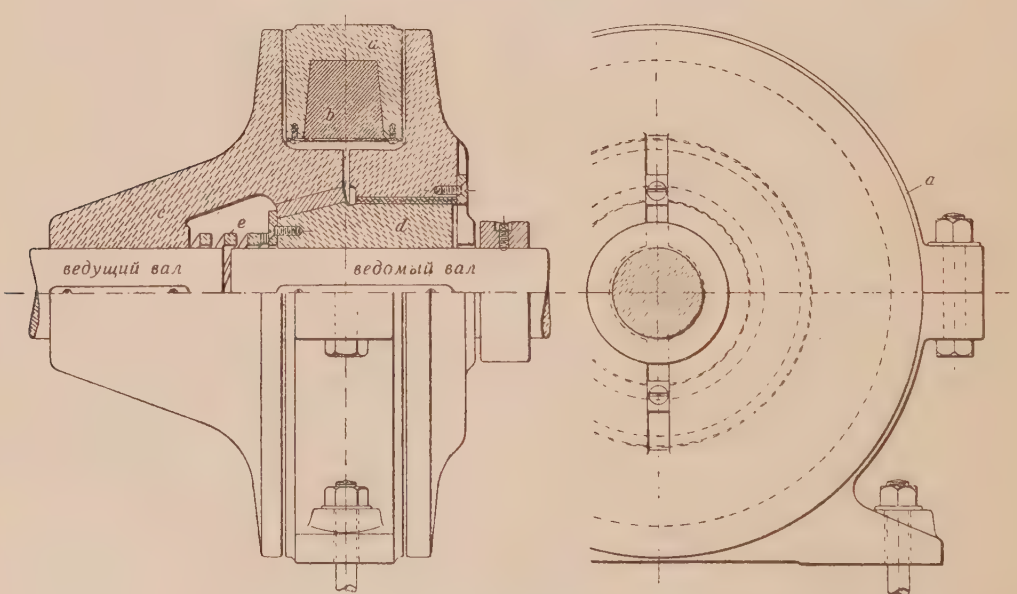
Фирма Сименс-Шуккерт (Siemens-Schuckert-Werke G. m. b. H., Nürnberg) применяет (герм. пат. № 127 077 от 17/III 1901 г.) электромагнит для выключения муфты; при размыкании тока муфта включается автоматически под действием пружин.

Фирма Вулкан в Дортмунде (Dortmunder Vulcan - A.-G., Dortmund) достигает натяжения спиральной пружины в своей фрикционной муфте (ср. стр. 180) также посредством электромагнита. Вместо конического кольца *e* конической вспомогательной муфты по фиг. 1 табл. 38, устроен кольцеобразный якорь, а вместо сцепляющего диска *f* — магнит с катушкой, держателем фрикционного кольца и самим этим кольцом; см. герм. пат. № 324 694 от 25/I 1914 г. или каталоги названной фирмы.

Герм. патент № 233 081 от 22/VIII 1909 г. Вюльфельского завода относится к электромагнитной фрикционной муфте с полым цилиндром, у которой колодки трения прижимаются при включении тока, а при размыкании его отходят от фрикционной поверхности под действием центробежной силы.

У рассмотренных до сих пор электромагнитных муфт, в которых магниты вращаются вместе с катушками, необходим вследствие этого подвод тока через посредство контактных колец.

Фиг. 630.



Пенигский завод в своей электромагнитной муфте по патенту Ватцке (Watzke), фиг. 630, эту необходимость устраняет. В этой конструкции катушка совершенно отделена от половинок муфты и заключена в неподвижный кожух. Тело

магнита a с катушкой b неподвижно укреплено на стойке или на подвеске. Благодаря этому становятся излишними контактные кольца и сберегаются катушки. При замыкании тока полый конус ведущего якоря c надвигается на конус d, скрепленный с ведомой половинкой муфты и снабженный кольцом из вулканизированной фибры; при этом происходит замыкание муфты. Расцеплению способствует концентричная с валом спиральная пружина e. Коническая поверхность трения допускает, при прочих равных условиях и при одной и той же осевой силе, передачу большего окружного усилия (см. стр. 166). Обмотка катушки защищена от случайного попадания масла или грязи обечайкой из листовой латуни, привинченной к магниту a и совершенно закрывающей катушку.

Завод изготовляет эту муфту также в соединении с ременным шкивом, а равным образом, как „реверсивную двойную муфту". Ср. E. T. Z. 1909, стр. 335.

Герм. патент № 287 311 от 9/II 1909 г. завода Вулкан в Вене также относится к электромагнитной фрикционной муфте с неподвижными магнитами [1]).

Фиг. 631 изображает так называемую максимальную или предохранительную (ограничительную) муфту конструкции завода DEMAG-Штукенгольц (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, Werk Stuckenholz, Wetter a. d. Ruhr). Давление, прижимающее оба внутренних фрикционных конуса r_1 и r_2 к наружному конусу R, регулируется спиральными пружинами f. Конусы r_1 и r_2 связаны между собой шпонкой k, благодаря чему болты s не испытывают никаких поперечных сил. Применяемая консистентная смазка вследствие нагревания муфты из углублений, имеющихся во внутренних конусах, затекает между поверхностями трения. Наружное фрикционное кольцо связано со своим валом поводковой муфтой, описанной на стр. 152, что́ обеспечивает его подвижность в аксиальном и радиальном направлениях [2]).

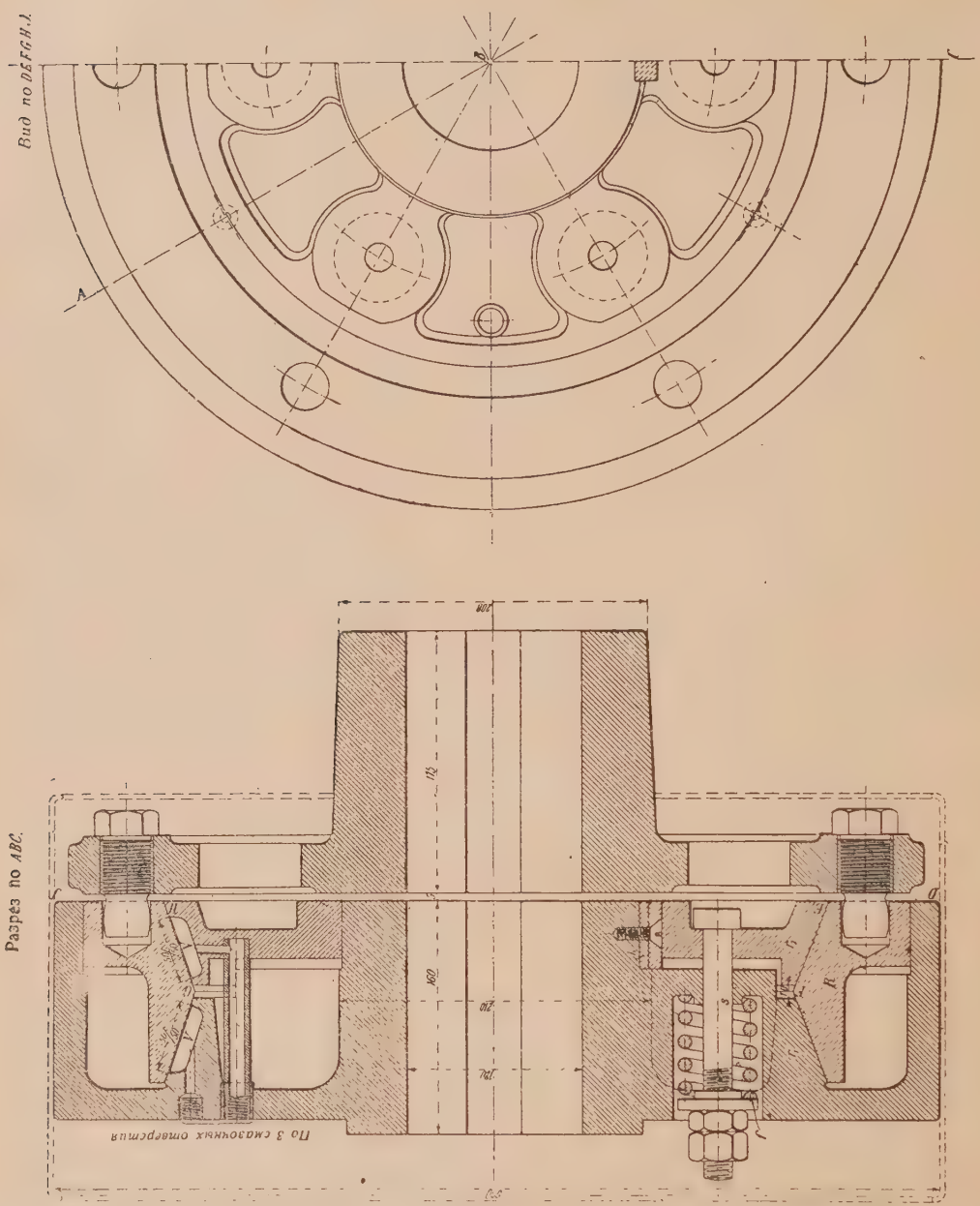
Муфты этого рода имеют назначением ограничивать сопротивление в ведомой линии вала так, чтобы оно не превосходило известной величины. Это требование выдвинулось в последние годы, главным образом, в отношении поворотных механизмов (напр., подъемных машин), так как при обычных для них высоких скоростях внезапная остановка движущихся масс может иметь следствием поломку в приводном механизме.

Также и в электровозах для зубчатых железных дорог, учитывая влияние инерции якоря, зубчатое колесо сцепляют с последним чаще всего посредством подобной муфты. Впрочем, преследуемая цель может быть достигнута и с помощью всех других фрикционных муфт с постоянным давлением нажатия. Если муфта во время работы не должна ни включаться, ни выключаться, то достаточны более простые конструкции, упомянутые на стр. 164 и сл. Они допускают довольно точное регулиро-

[1]) Относительно электромагнитных муфт Шулера (L. Schuler, Göppingen) ср. W. M., 1912, стр. 461. Статья по этому же вопросу („Über Enrichtung, Wirkungsweise und Anwendungsgebiete von Magnetkupplungen") помещена в Z. f. D. u. M. B., 1919, стр. 10 и сл. Применение подобных муфт в машинах прокатных мастерских рассматривается в книге Петера, упомянутой в выноске на стр. 152. Реммельт (Jos. Roemmelt) в своей диссертации (Berlin, 1907) приводит данные для расчета магнитных муфт и тормазов.

[2]) Описания других максимальных муфт можно найти в Z. d. V. d. I., 1903, стр. 596; 1906, стр. 1859. См. также герм. пат. № 155 918 от 20/III 1904 г. Акц. О-ва „Везер" (A.-G. „Weser", Bremen), № 263 513 от 3/VI 1911 г. Пенигского завода и № 310 941 от 6/VI 1918 г. завода Эрликон и Гильдебрандта (Joh. Hildebrandt, Oerlikon).

Фиг. 631.



вание давления нажатия. Если отказаться и от последнего требования, то можно еще более упростить конструкцию (ср., напр., Z.d.V.d.I., 1906, стр. 1860, фиг. 135).

Для того, чтобы в случае опасности иметь возможность выключить фрикционную муфту в любой момент и с различных пунктов, эти муфты часто снабжают специальными приспособлениями, предназначенными для этой цели. Относительно подробностей таких устройств отсылаем читателя к каталогам фирм, изготовляющих эти муфты, напр., BAMAG, Вюльфельского завода, завода Пениг, фирмы Бр. Ветцель (Gebr. Wetzel, Leipzig-Plagwitz) и др.

Так как фрикционные муфты для передачи больших усилий обходятся весьма дорого, то практика часто стремится обходиться без них. Для этого возможны два пути: сцепление при неподвижном состоянии обоих валов или при приблизительно одинаковой их скорости. В последнем случае возникает необходимость с достаточной надежностью определять, действительно ли одинаковы скорости, или, в случае, если они не одинаковы, то разнятся ли они настолько мало, что сцепление может быть произведено без толчка (ср. выноску 1 на стр. 161).

К фрикционным муфтам принадлежат, строго говоря, и некоторые устройства для включения и выключения ременных приводов, описанные в томе I, стр. 638 и сл.

Фрикционные колеса (том I, стр. 568 и сл.), а также ременной привод (том I, стр. 599 и сл.) в действительности представляют собой не что иное, как фрикционные соединения для параллельных, пересекающихся или скрещивающихся валов. В случае фрикционных колес эти соединения следует считать, во всяком случае, весьма несовершенными. В виду неизбежности ускорения масс, при включении должно иметь место скольжение, следствием которого является износ, различный в разных местах поверхностей трения. При этом теряется весьма важное совершенство формы этих поверхностей, и это сказывается в тем большей степени и тем быстрее, чем сильнее, при прочих равных условиях, давление нажатия и чем чаще происходит включение. Вследствие этого становится необходимым периодическое обтачивание (фрезерование) трущихся поверхностей.

Особая задача возникает при конструировании муфт, когда на одну линию валов работают два двигателя, при чем необходимо, чтобы один из них не работал на другой. Попытка разрешения этой задачи уже давно сделана так называемыми „муфтами для двигателей". Но действительно удовлетворительного решения, при котором, после того, как один двигатель выключен расцеплением муфты и установились разности скоростей, возможно было бы новое включение без нарушения спокойного хода, автор в условиях действительной эксплоатации до сих пор еще не встречал. Поэтому в настоящей книге эти детали не рассматриваются.

Над разработкой конструкций муфт для двигателей особенно потрудились:

Онезорге (O. Ohnesorge, Bochum), ср. Z. d. V. d. I., 1908, стр. 1030 и сл.; 1910, стр. 1276 и сл., стр. 1658, стр. 2219; 1913, стр. 1023 и сл.; 1916, стр. 447 и сл., стр. 703 и сл. и 1918, стр. 212 (ср. также его герм. пат. № 185 678 от 22/V 1906 г. и № 220 823 от 15/XII 1907 г.), далее, фирма BAMAG, Пенигский завод и Sächsische Maschinenfabrik, vorm. R. Hartmann A.-G. (Chemnitz), а также фирма Бюлер и К⁰ (Hans Bühler & Co., Esslingen a. N.). См. каталоги этих фирм.

D. ОПОРЫ ДЛЯ ВАЛОВ (ПОДШИПНИКИ И ПОДПЯТНИКИ).

Опорами для валов называются части машин, на которых лежат своей боковой (цилиндрической, конической или шаровой) поверхностью или на которые опираются своим торцом цапфы (ср. стр. 3 и сл.). В зависимости от типа цапфы, различают подшипники — опоры шипов и шеек — и подпятники — опоры пят.

Бібліотека Київського Ц.-Тех. Відділ

В подавляющем большинстве опор для валов вращающиеся или качающиеся цапфы скользят по несущим их поверхностям опор, в виду чего эти опоры и носят название подшипников, соотв. подпятников, скользящего трения. В других конструкциях давление цапфы передается опоре через посредство шариков или роликов (катков), которые во время работы перекатываются либо в самом корпусе опоры, либо в особой детали, связанной с этим корпусом. Подшипники и подпятники этого типа называют шариковыми, соотв. роликовыми. В специальных случаях качающимся цапфам придают форму лезвий, опирающихся на соответствующую поверхность. В таких случаях говорят о ножевых опорах (ножах), или призмах.

I. Подшипники.

1. Подшипники скользящего трения.

a. *Примеры конструкций подшипников с неподвижным вкладышем.*

Определение размеров подшипника.

Фиг. 1 табл. 39 (фиг. 631a) изображает конструкцию подшипника этого рода в прежнем ее выполнении [1]). Существенными составными частями ее являются вкладыши, корпус, крышка, болты крышки с гайками и основная плита с крепежными болтами.

Размеры d и l вкладыша определяются соответствующими размерами цапфы, которую должен нести подшипник. Толщина s_1 вкладыша зависит от применяемого материала, от ожидаемого износа, от давления цапфы и от характера опоры. Эта толщина должна быть взята достаточно большой, для того, чтобы деформация вкладыша, происходящая под влиянием давления в подшипнике, даже после значительного износа не оказывала существенного влияния на равномерность распределения давления по всей длине цапфы. Для хорошего красного литья или бронзы при изображенной форме вкладыша в большинстве случаев оказывается достаточной толщина

$$s_1 = \frac{d}{16} + 5 \text{ мм}. \qquad (471)$$

Толщина вкладышей у стыка их может быть взята, в виду малого, а иногда и совсем отсутствующего износа, меньшей, а именно, около

$$s_2 = \frac{d}{25} + 3 \text{ мм}. \qquad (472)$$

---

[1]) С тех пор, как конструктора и отдельные заводы стали заниматься — и притом весьма успешно — изготовлением трансмиссионных частей, как специальной задачей, и с тех пор, как предприятия, которым приходится приобретать эти части, все более отказываются от совершенно ошибочного стремления покупать их на вес, конструкции, подобные упомянутой выше, все более отходят на второй план. Если такая конструкция все же рассматривается здесь, то это вызвано тем, что она все еще встречается довольно часто, а с другой стороны, по ней легко объяснить расчет размеров. Наконец, именно рассмотрение оставляемых старых конструкций научает правильно оценивать вытесняющие их новые конструкции.

Для толщины закраины вкладыша берут значение в пределах от s_2 до s_1, в среднем $\frac{s_1+s_2}{2}$. Высота закраины приблизительно равна s_1+s_2. При наличии аксиальных сил этот размер должен быть больше [1]).

Пригонка вкладышей в рассматриваемой конструкции производится следующим образом. Их спаивают вместе и обтачивают снаружи на диаметр $d_x = d + 2s_2$, фиг. 632. Крышку подшипника, пригнанную к корпусу, укрепляют на последнем путем затягивания гаек и вместе с ним растачивают на диаметр d_x. Далее, сверлят отверстия для штифтообразных выступов (бобышек) вкладышей (эти выступы служат для предупреждения вращения) [2]). После этого вкладыши снова разнимают, вкладывают их в корпус подшипника и в крышку и прокладывают между ними слой твердого дерева, кожи или металла, толщиною $2(s_1 - s_2)$. За этим следует расточка их под диаметр цапфы d и обточка (подрезка) их торцевых поверхностей.

Фиг. 632.

Пара вкладышей, обработанная описанным способом, допускает регулирование в пределах $2(s_1 - s_2)$.

Если давление цапфы направлено попеременно вверх и вниз [3]), то обычно вместо деревянных прокладок ставят латунные пластинки различной толщины, для того, чтобы крышка уже с самого начала затягиванием болтов была вдавлена в корпус с соответствующей силой. Только таким образом и можно, при переменном направлении давления, более или менее надежно предупредить недопустимые движения крышки. В настоящее время предпочитают пригонять обе половинки вкладыша без зазора, при чем обтачивают и растачивают их вместе.

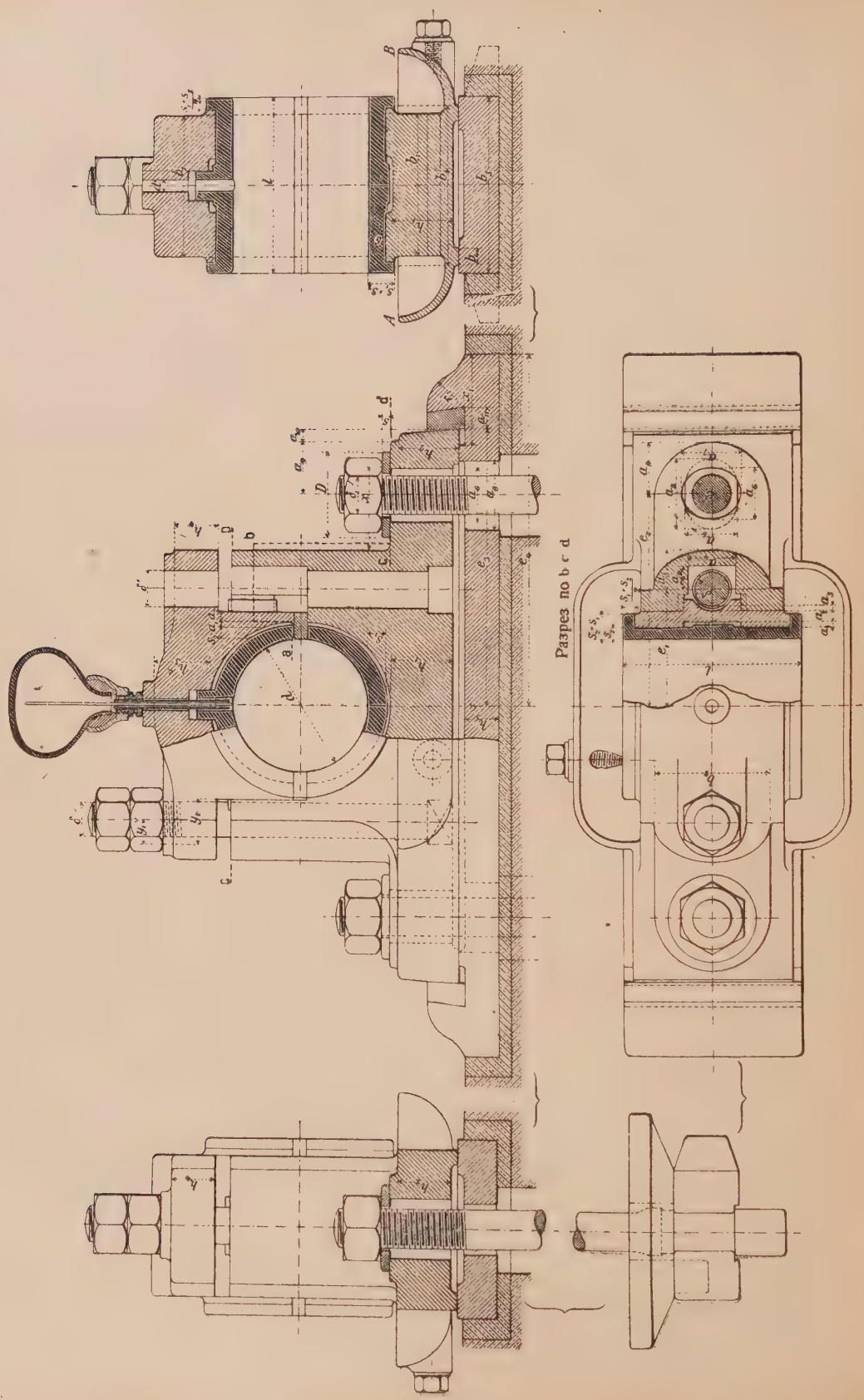
Корпус и крышку подшипника снабжают канавками (выемками), в которых помещается поясок, остающийся на вкладыше при обточке, вследствие наличия выступов на его половинках. Для обеспечения возможно полного прилегания вкладышей эти выемки следует делать не шире, чем этого требуют цапфы вкладышей.

---

[1]) Чтобы в случае износа или при другой надобности нижний вкладыш легко было вынимать из подшипника в направлении оси цапфы и затем вставлять новый, иногда обходятся без закраин на вкладыше и заменяют их выступами, которыми верхний вкладыш заходит в промежутки, имеющиеся в нижнем [констр. Мюскат (Muscate), герм. пат. № 38 937 от 10/IX 1886 г.]. Однако, более предпочтительной является конструкция вкладышей с закраиной.

[2]) Эта цель достигается и в том случае, если на одном из вкладышей такого выступа (бобышки) не делать. Устранение выступа в нижнем вкладыше дает возможность, в случае необходимости в ремонте, вывернуть нижний вкладыш из подшипника, лишь слегка приподняв вал. В последнее время этому обстоятельству совершенно основательно придают большое значение. Можно обойтись без бобышки и на верхнем вкладыше, так как ее назначение исполняет также вставленная маслопроводная трубка. Впрочем, при этом (равно как и при устройстве бобышек) необходимо позаботиться о том, чтобы масло не могло проникать за вкладыши и вытекать отсюда, т.-е., чтобы оно подводилось только к поверхностям скольжения (трения) вкладышей и цапфы. При устранении обеих бобышек вкладыш может опираться по всей ширине корпуса подшипника. У больших подшипников должны быть приняты меры (приболчивание и т. п.) к тому, чтобы при вращении вала во время монтажа, напр., в целях пришабривания, нижний вкладыш не мог вращаться вместе с валом.

[3]) В интересах спокойной работы вала этого следует по возможности избегать. Ср. по этому поводу § 44 работы автора: „Die Wasserräder“.



Фиг. 631 a.

Крышка пригоняется к корпусу таким образом, чтобы боковое, т.-е. аксиальное смещение ее было невозможно. Это условие имеет особую важность в том случае, когда заплечики или установочные кольца вала должны передавать на подшипник аксиальные усилия. При отсутствии такой пригонки изнашивалась бы торцевая поверхность только нижнего вкладыша, и притом значительно быстрее, чем если бы осевое усилие воспринималось и верхним вкладышем. Более дешевым, хотя и менее совершенным (при действии значительных сил) способом можно обеспечить восприятие аксиальных усилий верхним вкладышем, устраивая его так, чтобы его закраина перекрывала вертикальные стыки корпуса с крышкой подшипника. Толщина закраины вкладыша должна быть достаточно велика.

Головки болтов (фиг. 1 табл. 39) крепления крышки куют [или штампуют] соответственно четырехгранным отверстиям в отливке корпуса. Следует избегать отверстий под эти болты, открывающихся внутрь корпуса подшипника таким образом, чтобы масло, выступающее через горизонтальный стык между вкладышами, могло стекать вниз на фундамент и вредно действовать на цемент; для этого основной плите или нижней части корпуса нужно придавать надлежащую форму (ср., напр., фиг. 4 табл. 39, фиг. 4 табл. 40, фиг. 2 табл. 40). Это не требуется, если вместо крышечных болтов применять шпильки. В тех случаях, когда сильное затягивание гаек крышечных болтов может привести к зажиманию цапфы (напр., при наличии упругих прокладок между крышкой и корпусом подшипника), следует ставить контр-гайки.

Для того, чтобы при монтаже подшипника можно было устанавливать на нем ватерпас, простругивают (в один проход) поверхности AB или CD (фиг. 1 табл. 39), если только не предпочитают сделать плоскость для уровня в каком-либо другом месте. Вообще, необходимость установки ватерпаса следует всегда иметь в виду. Многие заводы устраивают для этой цели в подходящих местах подшипника плоские приливы, которые подлежат соответствующей обработке.

При изображенной на фиг. 1 смазке с помощью игольчатой масленки вращающийся вал заставляет иглу все время слегка сотрясаться; благодаря этому, масло, которое при неподвижном вале не может вытекать через малый зазор между иглой и отверстием, во время работы вала медленно просачивается вниз. Величина необходимого зазора зависит от степени вязкости масла. Успешность подвода смазки при этой масленке установить так же трудно, как и при пользовании фитильными масленками, широко распространенными в прежнее время (ср. стр. 202). Кроме того, количество протекающего масла изменяется в зависимости от высоты уровня масла в резервуаре. Дальнейшие подробности относительно смазки см. стр. 218 и сл.

Корпус подшипника по фиг. 1 табл. 39 снабжен двумя поддонами (корытами) для улавливания стекающего масла. Вывернув винт, который служит пробкой, можно выпустить масло из обоих поддонов, так как они соединены каналом. При отсутствии такой винтовой пробки для опорожнения поддона, масло отсасывают из него спринцовкой; этот способ в большинстве случаев заслуживает предпочтения.

При конструировании описанного подшипника нужно поступать следующим образом.

Согласно изложенному выше, в качестве известных величин следует рассматривать d, l, s_1 и s_2 (см. фиг. 1 табл. 39 и фиг. 631а). Глубина a_1 выемки в корпусе

определяется ее назначением (припуск отливки бронзового вкладыша); значение a_1 от $\frac{2}{3} s_2$ до s_2 можно считать достаточным. Для того, чтобы расстояние между болтами $2e_1$ получалось возможно меньшим, размер a_2 следует принимать равным приблизительно $\frac{2}{3} s_2$ до s_2. Диаметр δ обоих болтов крышки определяется из давления цапфы $P = k l d$, по ур. (185), том I, стр. 203:

$$\frac{P}{2} = \frac{k l d}{2} = 1600\,\delta^2,$$

где диаметр δ — в дюймах.

Если давление цапфы направлено вниз, крышечные болты могут быть сравнительно тонкими. Так как, однако, подшипники обычно не изготовляют поштучно и ограничивать область применения подшипника нецелесообразно, то по большей части этого различия не делают и снабжают нормальные подшипники одного и того же диаметра болтами одинаковой толщины. Если в особых случаях есть веские причины для применения тонких болтов, то такому требованию, само собой разумеется, можно удовлетворить без труда.

Зазор a_3 между болтом и крышкой можно принимать равным $\frac{1}{2} s_2$; эта величина, вместе с указанными выше, определяет размер e_1.

Чтобы не изготовлять для подшипников без лапок (фиг. 3 табл. 39) особых моделей, верхняя часть отверстий под крышечные болты в корпусе подшипника соответственно расширена и сделана четырехгранной, при чем

$$\frac{a_4}{2} = \frac{\delta}{2} + a_3.$$

Размер a_5 получается достаточным, если сделать его равным

$$e_1 - \frac{d}{2} - s_2 = \frac{\delta}{2} + a_3 + a_2 + a_1.$$

В тех случаях, когда давление цапфы направлено горизонтально или приблизительно горизонтально, размер a_5 иногда определяется величиною напряжения на изгиб. Чтобы уменьшить последнее, главным же образом для того, чтобы почти совсем устранить прогиб, тяжелые подшипники, подверженные действию значительных боковых сил, снабжают крышками, перекрывающими корпус снаружи (ср., напр., фиг. 3 табл. 40).

Направленное вверх давление цапфы нагружает фундаментные болты не больше, чем оно нагружает болты крышки. Тем не менее, по причинам, указанным в томе I на стр. 240 и сл., их все же делают более толстыми, при чем рассчитывают их так, чтобы напряжение, вызываемое в них силой P, составляло лишь $\frac{3}{4}$ напряжения крышечных болтов. Следовательно, должно быть

$$\delta_1 = \delta \sqrt{\frac{4}{3}} \cong \frac{9}{8} \delta. \qquad (473)$$

При значительной величине подшипника, вместо двух более толстых, ставят четыре болта меньшего диаметра.

Ширина a_6 отверстий для фундаментных болтов получается в рассматриваемом случае из того условия, что фундаментный болт, толщина которого у ниж-

него конца составляет $\frac{5}{4}\delta_1$, должен выниматься вверх. Поэтому a_6 приходится принимать равным около $\frac{4}{3}\delta_1$. Длина a_7 отверстия в направлении, параллельном оси цапфы, зависит от того, насколько может понадобиться смещать в этом направлении подшипник. Для средних условий работы это смещение составляет примерно $\pm s_2$, так что $a_7 = \delta_1 + 2s_2$. Возможность сдвига подшипника в направлении, перпендикулярном к оси цапфы, определяется шириной a_8 отверстий в основной плите. Обычно для этого смещения достаточно принимать $\pm s_1$; при этом, следовательно, $a_8 = \delta_1 + 2s_1$ *).

Диаметр подкладной шайбы следует выбирать с таким расчетом, чтобы отверстие под болты при наибольшем возможном сдвиге подошвы подшипника оставалось перекрытым. Для данной конструкции достаточно назначать $D = 2{,}1\,\delta_1 + 5$ *мм*. Толщину шайбы, в виду больших размеров отверстия под болт, примем равной $s = \sqrt{1{,}5\,\delta_1}$, где δ_1 — в миллиметрах.

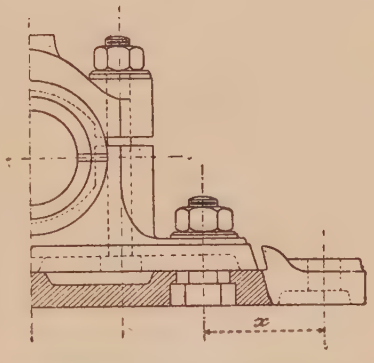
Расстояние e_2 фундаментных болтов от средней плоскости подшипника [1]), в предположении, что для среднего зазора между шайбой и ближайшей вертикальной стенкой подшипника достаточно брать s_2, получается равным

$$e_2 = e_1 + a_5 + s_2 + \frac{D}{2}.$$

*) Размеры фундаментных болтов и отверстий для них в лапках нормальных подшипников — см. DIN 118. Для расчета диаметра этих болтов при составлении указанного стандарта были приняты Данцигские нормы (1891 г.): внутр. диам. резьбы болта $= 0{,}045\sqrt{P} + 0{,}5$ *см*, где P — сила, растягивающая болт, в *кг*. Как показывает опыт, для подшипников с отверстием до 140 *мм* достаточно двух болтов, начиная с $D = 160$ *мм*, DIN 118 устанавливает 4 фундаментных болта. См. по этому поводу K. Hentschel, „Transmissionen“ (2-е изд., 1926 г.), стр. 64, или русский перевод „Трансмиссии“, 6-я книга DIN (1927), стр. 58. [*Ред.*].

[1]) Устройство подшипника по фиг. 1 табл. 39, при котором подшипник прикреплен к фундаменту непосредственно фундаментными болтами, пропущенными через лапки, имеет решительное преимущество перед конструкциями, подобными изображенной на фиг. 633 (Reuleaux, „Der Konstrukteur“, 4-е изд., стр. 266), где реакция, направленная вверх, должна сначала восприниматься болтами, скрепляющими лапки подшипника с основной плитой, а затем уже передаваться фундаментными болтами на фундамент. Это весьма существенное преимущество первой конструкции заключается в непосредственной передаче усилий, особенно же в устранении деформаций, обусловленных наличием значительного плеча рычага x, и связанных с ними последствий. С другой стороны, не следует забывать того, что с точки зрения устройства фундамента и передачи усилий значительным массам кладки, расстояние между фундаментными болтами желательно делать значительным. Также и затекания в фундамент масла, что случается при невнимательном уходе за подшипниками, легче избежать, если отверстия для фундаментных болтов находятся на большом расстоянии от вкладышей. Чтобы удовлетворить и тем и другим требованиям, однако, не за счет каких-либо других недостатков, следует делать высокие и жесткие основные плиты, которые не позволяют маслу, вытекающему из подшипника, попадать в отверстия для фундаментных болтов. Такая плита изображена на фиг. 4 табл. 39. Основная плита подшипника, сконструированная по фиг. 633, поставленным требованиям не удовлетворяет.

Фиг. 633.



Величину a_9, согласно сказанному выше, следует принимать равной $\frac{D}{2}+s_2$. Ширина прилива должна быть не менее $D+2s_1$. Размер a_{10} можно назначать приблизительно равным s_2. Эти размеры определяют, таким образом, и e_3.

Промежуток между закраиной основной плиты и лапкой подшипника служит для помещения закладных клиньев — из твердого дерева или железных, — которые вгоняют при монтаже подшипника, чтобы установить его точно в надлежащем положении и так закрепить его, прежде чем затягивать фундаментные болты. Чтобы предупредить выскальзывание клиньев вверх, внутренние поверхности закраин скашиваются.

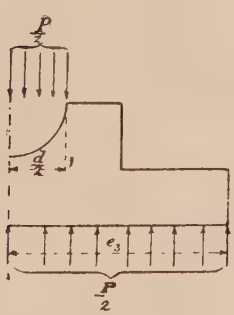
Среднее значение отрезка a_{11} обусловливается возможностью сдвигания подшипника в направлении, перпендикулярном к оси цапфы и наименьшей допустимой толщиной клина. Величина, учитывающая первое обстоятельство, была принята выше равной s_1, а для величины, соответствующей второму, возьмем значение s_2; следовательно, $a_{11}=s_1+s_2$.

Высота полукольцевых заплечиков на торцах корпуса, к которым прилегают закраины вкладышей, может быть принята равной около $\frac{s_1}{2}$; в этом случае, например, размер корпуса

$$b_1=l-(s_1+s_2)-s_1=l-2s_1-s_2.$$

Средняя толщина h_1 корпуса подшипника рассчитывается по уравнению прочности на изгиб (ср. схему нагрузки на фиг. 634):

Фиг. 634.



$$\frac{P}{2}\left(\frac{e_3}{2}-\frac{d}{4}\right)=k_b\frac{\Theta}{e},$$

где с достаточной точностью обычно можно считать

$$\frac{\Theta}{e}=\frac{1}{6}b_1h_1^2,$$

а k_b для наиболее обычных условий работы, когда давление в подшипнике сравнительно мало меняется по направлению и величине, можно принимать равным от 450 до 300 *кг/см*^{2}. Для удобства расчета положим k_b равным 360 *кг/см*^{2}. Следовательно, для определения h_1 имеем уравнение

$$\frac{k\,l\,d}{2}\left(\frac{e_3}{2}-\frac{d}{4}\right)=60\,b_1h_1^2. \qquad (474)$$

Подобным же образом для толщины лапок подшипника получается уравнение:

$$\frac{P}{2}x=k_b\frac{1}{6}b_1'h_2^2.$$

Болты для крепления лапок подшипника к основанию должны быть устроены так, чтобы их можно было вводить в основную плиту сверху и обратно вынимать также вверх. Это необходимо для того, чтобы подшипник можно было сдвинуть с плиты, не поднимая вала. Для тяжелых валов, снабженных дисковыми муфтами, такая возможность иногда бывает чрезвычайно ценна. Фирма Фойт закладывает гайку трапецоидального поперечного сечения в гнездо опорной плиты (см. фиг. 4 табл. 40).

Нагрузка будет особенно неблагоприятной в том случае, если по причине неровной поверхности лапка прилегает только к одной стороне гайки. Предположим, что точка приложения силы для правой лапки отстоит на $\frac{3}{4}\delta$ вправо от середины отверстия. При $k_b = 360$ *кг/см*^{2} получится

$$\frac{k\,l\,d}{2}\,x = 60\,b_1'\,h_2^2. \qquad (475)$$

Величину x надлежит при этом вводить в расчет с запасом, так как действительное сечение, по которому может произойти излом лапки, будет лежать несколько левее, чем это соответствует обозначенному на чертеже расстоянию x.

Толщина крышки h_3 определяется из уравнения:

$$\frac{k\,l\,d}{2}\left(e_1 - \frac{d}{4}\right) = 60\,(b_1 - d')\,h_3^2. \qquad (476)$$

Для толщины h_4 следует брать большее из двух значений, которые получаются из уравнений

$$\left.\begin{aligned}\frac{k\,l\,d}{2}\,y_1 &= 60\,(b_2 - \delta')\,h_4^2\\ \frac{k\,l\,d}{2}\,y_2 &= 60\,b_1 h_4^2\end{aligned}\right\} \qquad (477)$$

Ширина опорных плоскостей b_4 делается приблизительно равной s_1.

Наименьшие значения размеров b_3 и e_4 основной плиты определяются размерами корпуса подшипника. Размер b_3 должен быть достаточен для возможности принятого аксиального смещения подшипника, т.-е. должен составлять $b_1' + 2\,s_2$, тогда как e_4 должно быть равно около $e_3 + a_{11} + 1{,}5\,\delta$.

Если считать, что удельное давление между основной плитой подшипника и лежащей на песчанике цементной заливкой должно составлять не более 10 *кг/см*^{2} и что ослабление ширины b_3 отверстием a_6 имеет место в опасном сечении, определяемом размером x_1, то для определения толщины h_5 основной плиты можно пользоваться следующим приближенным уравнением:

$$10\,x_1 b_3\,\frac{x_1}{2} = \frac{k_b}{6}\,(b_3 - a_6)\,h_5^2, \qquad (478)$$

откуда при

$$k_b = 360\ \text{кг/см}^2, \qquad b_3 - a_6 = \frac{2}{3}\,b_3, \qquad x_1 = \frac{2}{3}\,(e_4 - e_2)$$

получается

$$h_5 \cong \frac{e_4 - e_2}{4}.$$

В виду того, что закладные клинья вколачиваются, закраина плиты должна быть сделана достаточно солидной. Мы примем для нее

$$r_1 = h_5.$$

Обычно предпочитают не превышать удельного давления в 6 *кг/см*^{2}; для этого, если нужно, основную плиту делают более широкой, как показано пунктиром на фиг. 1 табл. 39.

При уширении плиты только в одну сторону давление распределяется настолько неравномерно, что в смысле понижения удельного давления уширение становится скорее вредным, чем полезным (ср. Отдел шестой, D, II).

Если давление цапфы меняется по величине и направлению значительнее, чем это допускается при значении $k_b = 360$ *кг/см²*, то в ур. (474) до (478) k_b должно быть принято соответственно меньше.

В зависимости от величины k, подставляемой в уравнение $P = k\,l\,d$, подшипники получаются тяжелыми или легкими. Для обыкновенных трансмиссионных подшипников, у которых $l = 1{,}5\,d$, достаточно принимать $k = 20$ до 25 *кг/см²*. В остальном следует считаться со сказанным на стр. 40 и сл.

Если подшипник должен быть привинчен непосредственно к деревянному основанию, то основная плита, а также строганые участки на нижней поверхности подшипника отпадают. Удельное давление в этом случае можно принимать равным 40 *кг/см²*.

При уверенности в том, что давление цапфы будет постоянно направлено вниз, верхний бронзовый вкладыш можно заменить чугунным, а нормальную крышку — тонкой крышкой для защиты от пыли.

Недостаток места иногда вынуждает применять подшипник без лапок, изображенный на фиг. 3 табл. 39; этот подшипник получается из рассмотренного выше (по фиг. 1), если в последнем отбросить боковые лапки. Прикрепление такого подшипника к опоре, в данном случае — к подвеске, производится непосредственно крышечными болтами, из которых каждый снабжается для этой цели квадратом. Смещение подшипника на опоре возможно при этом лишь в той мере, в какой это допускает величина имеющихся в опоре отверстий.

Смазка цапфы в подшипнике по фиг. 3 табл. 39 производится посредством фитиля, который одним концом впущен в смазочное отверстие, а другим погружен в масло *). Чтобы избежать утечки последнего через зазор между крышкой подшипника и вкладышем, штифтообразный выступ верхнего вкладыша сделан настолько длинным, что его можно расклепать в крышке. Прекратить подвод масла можно только подняв фитиль вверх. Если после этого забыть снова опустить фитиль, то подшипник может чрезмерно нагреться и заесть. Капельные масленки с видимым расходом масла в этом отношении надежнее.

Различные подшипники для трансмиссий.

1. Подшипник Вюльфельского завода, фиг. 1 и 2 табл. 40 [1]).

Прочные вкладыши (фиг. 1), изготовленные из вязкого чугуна, залиты белым металлом (баббитом), который связан с вкладышем посредством заточек в виде ласточкина хвоста и нарезанных отверстий в теле вкладышей. Для того, чтобы обеспечить одинаковую толщину заливки, вкладыши снабжают канавками, соответствующими смазочным канавкам в баббите. В изображенной конструкции, применяемой в качестве опоры также и для полых чугунных валов, нижний и верхний вкладыши состоят каждый из одного куска. Их стык расположен в горизонтальной плоскости. Вкладыши пригнаны к цилиндрически расточенной полости корпуса и крышки, которая собрана с корпусом в замок. Слегка приподняв вал, можно

*) Внутри фитиля иногда бывает проложена мягкая проволока. [*Ред.*].

[1]) Об обработке подшипников с кольцевой смазкой, конструкции того же завода, сообщает C. Volk в Z. d. V. d. I., 1907, стр. 1245 и сл., и Wallichs W. T., 1909, стр. 254 и сл.

нижний вкладыш повернуть вокруг оси и вынуть за два рыма, которые для этой цели ввинчиваются во вкладыш. Также и в верхнем вкладыше сделано отверстие с резьбой для рыма. Вращение вкладышей предупреждается тем, что верхний из них двумя выступами опирается на крышку подшипника. Предохранение от сдвига в осевом направлении достигается ступенчатой формой боковых (цилиндрических) опорных поверхностей вкладышей. Смазка производится посредством расположенного посредине подшипника кольца, которое, благодаря трению, принудительно участвует во вращении вала, но может перемещаться вдоль него. Смазочное кольцо сделано разъемным. Обе его половинки соединяются посредством цилиндрических штифтов, которые застопорены с помощью аксиально расположенного шплинта. Штифты имеют нарезанное отверстие для проволоки, посредством которой их можно вытащить. Достаточно надежное соединение кольца с валом путем трения достигается при помощи двух радиально расположенных спиральных пружин, которые через посредство латунных пластинок упираются в вал. Как это видно на продольном разрезе правой половины подшипника, смазочное кольцо не прикасается к вкладышу. Однако, если подшипник должен передавать осевые усилия, то эта задача возлагается на смазочное кольцо, и оно тогда выполняется в виде откованного, отлитого за одно целое с валом или посаженного в горячем состоянии бунта (обварки, пояска), для которого вкладыши снабжаются соответствующими рабочими поверхностями из белого металла, как показано на левой половине фиг. 1. В обоих случаях смазка обеспечивается тем, что кольцо или бунт поднимают вверх прилипающее к ним масло из предназначенной для него камеры в корпусе подшипника. Отдельные части этой камеры соединены между собой соответствующими отверстиями. Поднятое масло снимается затем особой деталью („съемником"), собирается в масляном резервуаре, откуда оно через отверстия и канавки поступает на рабочую поверхность. Съемник находится в одном из отверстий верхнего вкладыша и свободно придерживается навинченной крышкой, благодаря чему он может устанавливаться соответственно направлению вращения. Вертикальные каналы, выфрезерованные в низших точках вкладыша у обоих его концов, не позволяют маслу утекать из подшипника вдоль вала и отводят его обратно в масляную камеру. Прикрепленная к корпусу подшипника маслоуказательная (контрольная) трубка, закрывающаяся навинтованной крышкой, дает возможность контролировать уровень масла, высота которого при неподвижном вале должна достигать края трубки, приблизительно на 10 *мм* ниже нижней образующей вала. Винтовая пробка в низшей точке выступающих в бок колпаков (которые в виду их назначения улавливать масло, разбрызгиваемое быстро вращающимся валом, называют также маслоуловителями) дает возможность выпускать масло из подшипника. Крышка предохранена от поворачивания относительно корпуса подшипника центрирующими выступами, при чем для ее скрепления с корпусом служат шпильки. Лапки подшипника с нижней стороны имеют такие высокие выемки, что болты в них после надлежащего поворота можно вынуть из опорной плиты и вместе с головкой втянуть в лапки подшипника, после чего возможно снять последний, не удаляя для этого вал. С целью облегчить подъем крышки, в ней сделаны нарезанные отверстия для подъемных винтов (рымов).

На фиг. 2 табл. 40 изображен подшипник с более длинными вкладышами, также залитыми баббитом. При диаметре вала в пределах от 50 до 125 *мм* верхний и нижний вкладыши состоят каждый из одного куска, подобно вкладышам

только-что описанной конструкции, начиная же с диаметра вала в 130 *мм*, подшипник, как это показано на фиг. 2, снабжается двумя верхними и двумя нижними вкладышами. В этом случае вкладыши предохраняются от вращения двумя вставленными в крышку точно пригнанными штифтами. Система смазки та же, что и на фиг. 1. Для того, чтобы масляный резервуар при обильной подаче масла не переполнялся вследствие большого диаметра бунта или высокого числа оборотов, предусмотрены особые перепускные отверстия, открывающиеся в масляную камеру подшипника. Соединение крышки с корпусом подшипника производится посредством болтов с гайками. Эти болты вводят, при вынутых вкладышах, через отверстия в корпусе. Благодаря этому, масляная камера закрыта до уплотняемых свинцовыми кольцами отверстий для указания уровня и для спускной пробки. Масло, которое может просачиваться через продольный стык между крышкой и корпусом подшипника, отводится широкими канавками *g* к маслоуловителям. В подшипниках, предназначенных для работы в пыльных помещениях, края маслоуловителей снабжают заточками *h* (на фиг. 2 показаны пунктиром штрих-точка) для уплотнительного материала (полоски кожи, просаленный шнур).

2. Подшипник Пенигского завода.

Фирма применяет принудительно движущиеся смазочные кольца с переставными съемниками. Аналогичная конструкция, которую можно пристраивать дополнительно к уже имеющимся подшипникам, описана в Z. d. V. d. I., 1904, стр. 105 и сл.

3. Подшипник завода BAMAG.

Подшипник, пригодный для тех случаев, когда действуют большие аксиальные усилия при сравнительно высоком числе оборотов, изображен на фиг. 3 табл. 40 („экономический подшипник" BAMAG с неподвижными вкладышами). Баббитовая заливка связана с массивными вкладышами посредством канавок в виде ласточкина хвоста. По концам вкладыша заливка выпущена наружу на высоту, несколько бóльшую высоты бунта или толщины установочного кольца, для того, чтобы последние соприкасались только с баббитом. Нижний и верхний вкладыши сделаны каждый из одного куска. Они имеют стык в аксиальной плоскости и на цилиндрической поверхности снабжены уступами, фиксирующими их положение в осевом направлении. Вращение вкладышей предупреждается выступом *a* верхнего вкладыша, снабженным смазочным отверстием, при чем поворот этого выступа ограничен стенкой *b* крышки. В то время, как в подшипниках по фиг. 1 и 2 табл. 40 смазочное кольцо, центрально сидящее на валу, прижато к его поверхности и, таким образом, увлекается в движение валом, в этом подшипнике кольцо, точно так же погруженное в масло, висит на валу свободно. При вращении последнего, кольцо, вследствие трения, также начинает вращаться и переносит прилипающее к нему масло на вал. Через смазочные канавки это масло распределяется по всей ширине вкладыша. Свободно висящее смазочное кольцо может быть сделано цельным или сварным. Если желательно иметь возможность снимать его и ставить обратно на место, не вынимая вал из подшипника, оно должно быть составлено из двух частей, как показано на фиг. 6 табл. 39. Каналы в нижнем вкладыше и снимающие масло желобки у торцов вкладышей отводят отработавшее и утекающее масло непосредственно в масляную камеру подшипника или в поддоны, сообщающиеся с этой камерой

отверстиями d *). Отверстие для заполнения камеры маслом расположено таким образом, что само собой определяет уровень последнего. Крышка предохранена от сдвига относительно корпуса подшипника тем, что центрально обхватывает его. Обе эти части скрепляются посредством болтов с гайками. Квадратные головки болтов впущены впотай в корпус подшипника. Каналы e должны собирать масло, просачивающееся через стык крышки с корпусом, чтобы оно не утекало вдоль крышечных болтов. Лапка подшипника, как и в описанных выше конструкциях, имеет выемку для головок фундаментных болтов, что́ дает возможность убирать подшипник вбок. Нарезанное отверстие в крышке предназначено под рым, а также для наблюдения за смазочными кольцами. Крышка, закрывающая это отверстие и предохраняющая внутренность подшипника от пыли, не просто поставлена на место, а прикреплена к подшипнику так, что ее легко приподнять и отвернуть в сторону.

Специальные конструкции.

1. Подшипник для турбины Целли.

На табл. 41 изображен подшипник турбины Целли, в выполнении Герлицского Вагоно- и Машиностроительного завода (Görlitzer Waggon- und Maschinenbau A.-G., Görlitz). По удалении крышки вкладыши можно повернуть и вынуть. Масло под давлением подводится снизу, в середину подшипника, и отсюда проходит по кольцевой канавке в верхний вкладыш, где продольные канавки распределяют его по всей поверхности цапфы. Сообразно этому устроено и уплотнение напорного маслопровода между нижним вкладышем и корпусом подшипника. Выходящее масло, обладающее сравнительно высокой температурой, собирается в нижней части корпуса и отсюда стекает через перепуск в холодильник для масла; предварительно примеси, загрязняющие масло, осаждаются в корпусе подшипника. Эта грязь выпускается через грязеспускные краники. Вкладыши охлаждаются проточной водой, для чего их отливают полыми и снабжают поперечными ребрами для направления потока воды между стенками **). Вкладыши обычно

*) Желобки у торцов вкладышей имеют еще и другое назначение: в них осаждаются мелкие частицы металла, которые образуются вследствие истирания вкладышей и уносятся маслом к торцам подшипника. Поэтому необходимо периодически промывать (керосином) эти желобки. [*Ред.*].

**) Водяное охлаждение вкладышей применяется в тех случаях, когда естественное излучение теплоты, возникающей от работы трения, поверхностью вкладышей и прилегающих частей недостаточно для поддержания нормальной температуры (судовые машины, подшипники, установленные в помещениях с высокой температурой, подшипники для очень больших нагрузок). В отдельных случаях применяется также омывание наружной поверхности подшипника проточной водой. Однако, этот способ рекомендовать нельзя, так как эффект такого охлаждения незначителен, а кроме того, он имеет следствием ржавление вала и частей подшипника.

Иногда снабжают водяными рубашками также корпус подшипника и его крышку. Во всех случаях полости, через которые проходит охлаждающая вода, следует помещать возможно ближе к поверхностям трения. General Electric Co. располагает внутри баббитовой заливки вкладышей крупных турбогенераторов змеевик из красной меди, через который прогоняется охлаждающая вода. В сочетании с рационально устроенной системой смазки, этот способ охлаждения дает чрезвычайно хорошие результаты: по сообщению указанной фирмы, в этом случае 1 галлон (4,55 *л*) охлаждающей воды уносит количество теплоты, эквивалентное 10 до 15 *л. с.* При том же способе охлаждения, но менее совершенной смазке, 1 галлон воды уносит от 3 до 5 *л. с.* [*Ред.*].

греются настолько мало, что уже одна только смазка обеспечивает достаточное охлаждение их. По этой причине в последнее время на масло часто возлагают задачу как смазки, так и охлаждения. Утечка масла вдоль вала предупреждается кольцевыми прокладками у торцов подшипника, снимающими масло с вала. Боковые поддоны для улавливания масла отделены от корпуса подшипника. В рассматриваемой конструкции износ нижнего вкладыша может быть компенсирован только новой обработкой поверхностей стыка вкладышей и подклиниванием корпуса подшипника.

2. Подшипник типа Парсонса.

Весьма быстро вращающиеся валы, в особенности валы паровых турбин, в прежнее время снабжали, в качестве опор, подшипниками Парсонса со многими концентрическими вкладышами, радиальный зазор между которыми составлял от 0,05 до 0,15 *мм*. Через эти зазоры течет масло, нагнетаемое специальным насосом, или же циркуляция поднятого смазочными кольцами масла поддерживается, согласно герм. патенту № 217 794 от 14/II 1908 г. (Акц. О-ва Браун, Бовери и К°, в Бадене, Швейцария), при помощи особых канавок. Ср. также конструкцию этой фирмы, описанную в Z. d. V. d. I., 1910, стр. 1489. При помощи таких подшипников со многими вкладышами рассчитывали уменьшить колебания и обусловленные ими напряжения в материале быстро вращающихся валов, податливо укрепленных в радиальном направлении, а также изолировать фундамент от этих колебаний. Лаше сообщает о своих наблюдениях над подобным подшипником в работе, упомянутой на стр. 6. Благодаря непрерывному совершенствованию способов балансировки вращающихся масс [1]), подшипники со многими вкладышами снова вытеснены простыми подшипниками. Впрочем, в последнее время опять стали появляться аналогичные конструкции, предназначенные для судовых передач (ср. том I, стр. 495 и сл.). В них подшипник окружен масляной подушкой, имеющей назначением амортизировать колебания вала. Ср. герм. патент № 321 176 от 7/IV 1914 г. фирмы Westinghouse Gear and Dynamometer Co., Pittsburg, и № 325 743 от 27/VIII 1919 г. фирмы Metropolitan-Vickers Electrical Co., Ltd., London.

3. Паровозные буксы.

На фиг. 2 и 3 табл. 42 изображены две буксы паровозов Вюрттембергских государственных железных дорог. Фиг. 2 относится к бегунковой (поддерживающей) оси товарного паровоза с верхним подвешением рессор. Часть веса паровоза, приходящаяся на ось и составляющая 10 650 *кг*, передается подушкой, показанной смешанным пунктиром, на буксу (из сварочного железа); скользящие в раме и, если возможно, закаленные поверхности последней снабжены смазочными канавками (ср. также фиг. 3). Место нижнего вкладыша занимает подушка из хлопчатобумажных концов, которая давлением пружины прижимается к оси и засасывает смазочный материал из резервуара *). Независимо от этого,

---

[1]) Ср. стр. 126 и сл. [См. также C. R. Söderberg, „Recent Developments in Balancing Machines", Trans. Am. Soc. Mech. Eng., vol. 45, 1923, стр. 111 — 134. Archibald Sharp, „Balancing of Engines". W. E. Dalby, „The Balancing of Engines". *Ред.*].

*) Результаты экспериментального исследования условий сохранения масляной пленки в буксах со смазкой при помощи хлопчатобумажных концов сообщаются в статье

предусмотрена еще и фитильная смазка сверху. Смазочные коробки, из которых фитили всасывают масло, предохранены от проникания пыли крышкой, лишь намеченной на чертеже. Верхний вкладыш работает не всей половиной окружности, так как ниже баббитовой заливки он несколько отступает от оси, на ширине в 15 *мм*. Максимальное число оборотов оси составляет 200 в минуту.

Фиг. 3 табл. 42 изображает буксу спаренной оси курьерского паровоза с нижним подвешением рессор. Нагрузка на ось от веса паровоза, составляющая 16 000 *кг*, через посредство рессорных подвесок передается снизу на показанный смешанным пунктиром болт, а с последнего — на буксу. В виду сравнительной трудности обработки буксы такой формы, заготовка для нее отлита из стали. Средняя стенка вкладыша, которая сделана для того, чтобы удерживать на месте баббитовую заливку, отступает от поверхности несколько дальше, чем в конструкции по фиг. 2. Благодаря этому даже при самом сильном износе она не подвергается рабочему давлению. Выполнение нижнего смазочного устройства по фиг. 3 обусловливает бóльшую высоту нижней части буксы по сравнению с фиг. 2.

b. *Подшипники с подвижными вкладышами, опирающимися на шаровые поверхности.*

Различные трансмиссионные подшипники.

Подшипник Селлерса.

Фиг. 1 табл. 43 изображает конструкцию этого подшипника с кольцевой смазкой, в выполнении завода BAMAG (герм. пат. № 36 494, „Экономический подшипник BAMAG с шаровым движением вкладышей“).

Оба чугунных вкладыша имеют цапфы с шаровой поверхностью; общий центр обеих этих поверхностей лежит на оси подшипника, благодаря чему цапфы вместе с корпусом и крышкой подшипника образуют шаровой шарнир. Крышка скреплена с корпусом болтами. Благодаря такой форме цапф, вкладыши могут автоматически устанавливаться соответственно направлению вала*), следовательно, давление может распределяться с максимальной равномерностью по всей длине подшипника, равной приблизительно 4-кратному диаметру, если считать, что часть вала, лежащая в самом подшипнике прямолинейна. Достигаемое при этом уменьшение удельного давления во всех точках вкладыша имеет следствием малый расход смазочного материала и сохранение сравнительно толстого слоя масла во вкладыше, следовательно, и малый износ его. Нижний вкладыш окружен резервуаром для смазочного масла. Сферическая опорная поверхность вкладыша позволяет ему воспринимать также небольшие аксиальные усилия. Крышка подшипника центрально перекрывает корпус *c*. Наличие на верхнем вкладыше круглой бобышки *d*, которая должна иметь некоторый зазор в соответствующем углублении крышки, предупреждает вращение вкладышей в кожухе. В упорных подшипниках вкладыши снабжаются выточкой в виде пояска *e*, как это показано смешанным (штрих - точка) пунктиром на фиг. 1.

G. B. Karelitz, „The Lubrication of Waste-Packed Bearings“, Mechanical Engineering, 1927, June, стр. 663 и сл. [*Ред.*].

*) Поэтому, если на валу имеются фрикционные муфты, подшипники Селлерса применять нежелательно. [*Ред.*].

Нижний вкладыш отлит за одно целое с масляным резервуаром, с которым он связан перемычками *f*. Для того, чтобы через стык между вкладышами масло не утекало наружу, вкладыши снабжены по стыку продольными выемками *g*, которые достигают цели только в том случае, если они достаточно широки и глубоки. Для улавливания масла у торцевых поверхностей вкладышей и кожуха служат кольцевые канавки *h*. Винтовые пробки *i*, уплотненные свинцовыми или кожаными прокладками, дают возможность выпускать масло из кожуха, равно как наполнять его до надлежащего уровня. Если при наполнении налито лишнее масло, то оно по ребрам *k* каплями стекает в поддон, образуемый основанием корпуса. Смазочные канавки на рабочих поверхностях обеспечивают распределение вдоль вкладышей масла, подаваемого свободно висящими смазочными кольцами. Канавки пересекаются посредине нижнего вкладыша, и отработавшее масло может отсюда (или с бунта) снова уйти в масляную камеру через отверстие *m*. В подшипниках, установленных в пыльных помещениях, кольцевые канавки *h* у торцов кожуха уплотняются войлочными прокладками, вплотную охватывающими вал. Для больших удельных давлений названная фирма изготовляет вкладыши этих подшипников также с заливкой белым металлом.

Аналогично сконструирован подшипник Вюльфельского завода, с видимой циркуляцией масла и самозахлопывающейся крышкой масляного резервуара. Существенные особенности этой конструкции можно уяснить из рассмотрения фиг. 2 табл. 43. Смазка производится принудительно движущимся кольцом или же бунтом, имеющим форму смазочного кольца (ср. фиг. 1 и 2 табл. 40, а также стр. 203 и сл.). Фрикционное соединение с валом посредством плоской пружины, изображенное на фиг. 2 табл. 43, применяется до диаметра вала в 95 *мм* включительно. В подшипниках бо́льших размеров с шаровыми вкладышами, а также в подшипниках с неподвижными вкладышами применяется смазочное кольцо по фиг. 1 табл. 40.

Пенигский машиностроительный завод изготовляет подшипники Селлерса с неподвижными или со свободными смазочными кольцами. Конструкция этих подшипников отличается от других тем, что нижний вкладыш имеет еще сменный внутренний вкладыш. Относительно „автопневматических“ подшипников этой фирмы, в которых разрежением воздуха, возникающим при вращении вала, засасывается масло, что́ обеспечивает более интенсивную смазку, см. статью Фолька (C. Volk) в *Z.* d. V. d. I., 1907, стр. 1765.

В то время, как при конструкции по фиг. 1 или 2 табл. 43, центр вкладышей может переставляться только в горизонтальном направлении (путем бокового смещения подшипника по его опоре), открытый сбоку подшипник по фиг. 1 табл. 44 (конструкция завода BAMAG) допускает перестановку вкладышей также в вертикальном направлении. Этот подшипник, так же, как описанные выше, снабжен кольцевой смазкой и имеет посредине выемку для бунта, предохраняющего вал от смещений в осевом направлении.

Для тяжелых валов, в особенности для поддержания фрикционных муфт, можно рекомендовать конструкцию завода BAMAG, изображенную на фиг. 3 табл. 43. Вынимающиеся вкладыши, залитые белым металлом, опираются в корпусе подшипника по поверхности шарового пояса (см разрез по *efg*). Свободное смазочное кольцо, состоящее из двух частей, вращается посредине подшипника, торцевые стенки (масляные колпаки) отлиты за одно целое с корпусом, соотв. с крышкой подшипника.

Взаимное центрирование крышки и корпуса осуществлено так, как показано на фиг. 1 табл. 43; для крепления их между собой служат шпильки. Крышка и корпус подшипника в аксиальной плоскости пригнаны между собой в замок (ступенчатым стыком), чем предупреждается попадание пыли и грязи в масляную камеру. В подшипниках этой конструкции, предназначенных для особенно пыльных помещений, имеется еще кольцевая канавка, уплотняемая войлочным кольцом (прокладкой).

Конструкцию, изображенную на фиг. 4 табл. 43, эта же фирма выполняет как гребенчатый подшипник с кольцевой смазкой. Вкладыши, залитые баббитом, имеют в корпусе шаровое движение и охлаждаются водой. Для этой цели оба они отлиты полыми и снабжены по концам нарезанными отверстиями для подвода и отвода воды. Уплотнение мест присоединения труб требует особой тщательности (при этом не должна быть нарушена подвижность вкладышей). Крышка и корпус подшипника скреплены болтами с тавровыми головками, которые вставляются на свое место в корпусе изнутри подшипника. Вынуть нижний вкладыш, просто повернув его вокруг вала, при этой конструкции нельзя.

В только-что описанном подшипнике бунт смазывается увлекаемым им в движение свободно висящим кольцом. В подшипнике по фиг. 1 табл. 44 в двух плоскостях — слева и справа от бунта — расположено по смазочному кольцу. Смазка бунта обеспечивается тем, что в средней плоскости подшипника сделано отверстие для стока масла, подводимого смазочными кольцами.

Табл. 19, том I, изображает цельный подшипник с шаровым движением, главной целью которого является облегчение сборки.

Специальные конструкции.

Подшипник для турбогенератора.

На фиг. 2 табл. 44 изображен подшипник для турбогенератора завода Сименс-Шуккерт (в Берлине). Масло в подшипник нагнетается снизу, под давлением 1 *ати*, и распределяется по поверхности цапфы с помощью одной кольцевой и четырех продольных канавок, две из которых лежат полностью в верхнем вкладыше, а две — наполовину в верхнем и наполовину в нижнем вкладыше (в месте их разъема). Таким образом, свежее масло омывает сначала поверхность цапфы в зазоре между нею и верхним вкладышем и отводит, следовательно, образующуюся теплоту. Часть масла снова выходит сейчас же через продольные канавки, суживающиеся к торцевым поверхностям наружу, и улавливается щитками из тонкого листового железа. Остальное масло, увлекаемое цапфой, смазывает поверхность нижнего вкладыша. Стекающее масло снова возвращается в подшипник (циркуляционная смазка), предварительно пройдя на своем обратном пути через холодильник. По сообщению фирмы, через подшипник проходит 46 *л* масла в минуту, при температуре свежего масла в 15°. Особый интерес представляют детали конструкции, предупреждающие утечку масла через стык крышки с корпусом подшипника.

Подшипник для электромотора.

На фиг. 1 табл. 42 изображен подшипник электромотора для привода вентилятора на подводной лодке, в выполнении Всеобщей Компании Электри-

чества (AEG) в Берлине. Мощность мотора $N = 200$ *л. с.*, число оборотов $n = 4500$ в мин., уд. давление в подшипнике $k = P : ld = 2$ *кг/см*^{2}. Подшипник снабжен кольцевой смазкой, которая, однако, по указанию самой же фирмы, не подает при этой нагрузке и этом числе оборотов достаточно масла, а нужна, главным образом, в период пуска. Для смазки подшипника при установившемся режиме работы фирма первоначально применяла масляные насосы, но впоследствии для малых машин отказалась от них, заменив их устройством, изображенным на чертеже.

Нижний вкладыш каналом b соединяется с масляной камерой a подшипника. При быстром вращении цапфы в направлении, указанном стрелкой, масло засасывается через канал b и канавкой c распределяется по поверхности цапфы, откуда оно частью по продольной канавке d и через выемки e, а частью по кольцевым канавкам f и через отверстия g снова попадает в масляную камеру a (ср. герм. пат. № 873 от 19/X 1877 г.). Эта камера может быть искусственно охлаждаема, для чего вентилятор заставляют просасывать воздух через канал h в нижней части корпуса подшипника, под масляной камерой. При таком воздушном охлаждении температура подшипника составляет 51° С, тогда как без него она на 10° выше. Описанным устройством устраняется опасность, связанная с остановкой колец, которая легко возможна во время хода судна, при наклонном положении вала. По данным фирмы, подшипник работает вполне надежно еще при наклоне до 15° в любом направлении. При более высоких скоростях цапфы применяется циркуляционная смазка с охлаждением масла на обратном пути [1]). Подшипник снабжен двумя приспособлениями для проверки уровня масла в резервуаре: контрольным стеклом — для непосредственного наблюдения, и трубкой, в которую погружают палец при отсутствии освещения в машинном отделении лодки.

Наружный выносной подшипник динамомашины.

На табл. 45 изображен наружный подшипник с циркуляционной смазкой, в выполнении той же фирмы, предназначенный для динамомашины в 11 000 *квт*; $n = 1500$. Масло подводится к подшипнику под давлением $^1/_2$ *ати* и так же, как в конструкции по фиг. 2 табл. 44, служит не только для смазки, но и для охлаждения подшипника. В отличие от указанной конструкции, здесь масло распределяется по поверхности цапфы не канавками, а через посредство выемки в левой поверхности стыка верхнего вкладыша. Вкладыши не имеют никаких канавок, а только „карманы", облегчающие увлечение масла цапфой. Значительная часть масла через сток в правой плоскости разъема верхнего вкладыша отводится прочь, и только остаток служит для смазки нагруженного нижнего вкладыша. Такой способ отвода теплоты проточным маслом, охлаждаемым на обратном пути, оказался вполне достаточным и заменил прежние более сложные устройства (омывание маслом наружной поверхности вкладышей и водяное охлаждение последних) [2]). Характерной особенностью этой конструкции подшипника является также изоляция против индукционных токов, которые возникают при определенных условиях и, переходя из металла подшипника

---

[1]) Другая конструкция подшипника (с неподвижным смазочным кольцом) той же фирмы для электрической машины подводной лодки описана в Z. d. V. d. I., 1920, стр. 696.

[2]) Подробности эволюции конструкций подшипников для турбодинамо Всеобщей Компании Электричества в Берлине см. в книге Лаше, упомянутой на стр. 6.

в цапфу, могут сильно испортить ее рабочую поверхность. Здесь изолированы не только опорные поверхности корпуса подшипника, которыми он опирается на основную плиту, но и болты, притягивающие его лапы, стопорные штифты и трубки, присоединенные к подшипнику. Детали устройства можно усмотреть из табл. 45.

c. *Подшипники с вкладышами из нескольких частей.*

Если давление цапфы меняет свое направление, как это бывает, напр., в коренных подшипниках горизонтальных паровых машин, двигателей внутреннего сгорания и т. д., то вкладыши, во избежание образования зазора в горизонтальном направлении (при переменном направлении сил соблюдение этого требования в интересах спокойного хода обязательно), должны допускать регулировку и в этом направлении. Это обусловливает разделение вкладышей на три или четыре части. Обычно от перестановки нижнего вкладыша отказываются, довольствуясь регулировкой боковых и компенсированием вертикального зазора путем подтягивания крышки подшипника. Конструкции подобных подшипников с вкладышами из нескольких частей рассматриваются, вместе с соответствующими направляющими устройствами, в Отделе шестом, D, II.

d. *Кронштейны, стенные подшипники, подвески, подшипники на подвесках, стойки для подшипников, опорные плиты, стенные коробки.*

На вертикальной стене подшипники можно укреплять посредством кронштейнов (консолей), вроде изображенного на фиг. 1 табл. 46 (конструкция зав. BAMAG). Этот кронштейн предназначен для установки на нем подшипника скользящего трения одного из типов, рассмотренных на стр. 202 до 205 и стр. 207 до 209.

Для того, чтобы крепежные болты кронштейна работали только на растяжение, приходится либо затягивать их гайки настолько туго, чтобы трения между стенной плитой кронштейна и стеной было достаточно для уравновешения сдвигающей силы, либо отливать эту плиту с ребром (ср. фиг. 2 табл. 46), которое цементом связывается со стеной так, что упомянутая сила полностью передается на стену*).

Вылет кронштейна обычно определяется диаметром самого большого ременного шкива или колеса из числа сидящих на валу, поддерживаемом кронштейном, если трансмиссия проложена параллельно стене, как это имеет место в рассматриваемом случае. Если же вал расположен перпендикулярно к стене, то эта зависимость отпадает, и форма кронштейна определяется соответственно форме основания подшипника. Последний стоит при этом перпендикулярно к средней плоскости кронштейна, который в этом случае называется угловым кронштейном (угловой консолью).

Отливать корпус подшипника за одно целое с кронштейном неправильно, так как это сильно затрудняет установку и последующую регулировку подшипника вследствие невозможности передвигать его.

Кронштейн, рассмотренный выше, имеет форму ребристой отливки. На фиг. 2 табл. 46 изображен такой же кронштейн, но в виде пустотелой отливки, внешний вид которой производит впечатление большей прочности и законченности, чем фиг. 1.

*) Расчет кронштейна см., напр., в курсе И. И. Бобарыкова, „Детали машин“. Часть общая (1926), стр. 195. [*Ред.*].

Стенной консольный подшипник, часто применяемый для укрепления на колоннах и называемый поэтому также наколонным, изображен на фиг. 3 табл. 46 (конструкция завода BAMAG). Не показанные на чертеже вкладыши аналогичны вкладышам подшипников скользящего трения с кольцевой смазкой и шаровым движением (ср. стр. 207 и 208). Они опираются на полые чугунные винты с квадратной нарезкой, благодаря чему подшипник допускает перестановку в вертикальном направлении; см. также фиг. 1 табл. 44. Наколонные консольные подшипники могут быть применяемы и как настенные.

Чтобы обеспечить возможность регулировки положения центра подшипника в горизонтальном направлении, упомянутая фирма прибегла к применению нажимных винтов, которые одним концом упираются в стену или колонну, а другим — в лапки подшипника (герм. пат. № 32 213 от 15/XI 1884 г.). То же средство можно применять и к подшипникам на подвесках, к стойкам для подшипников и т. д. Иным путем стремится к достижению той же цели конструкция фирмы Эшер, Висс и К° (Escher, Wyss & Co., Ravensburg), защищенная герм. пат. № 41 597 от 20/IV 1887 г.

Если подшипник нужно крепить к потолку, то пользуются двуплечей потолочной подвеской по фиг. 3 табл. 39 или фиг. 4 и 5 табл. 46 (на последней фигуре показана пунктиром штрих-точка), которые представляют новые конструкции завода BAMAG.

Подвески такой конструкции (закрытые) не позволяют при монтаже вводить вал (в подшипник) в направлении, перпендикулярном к его оси. От этого недостатка свободна открытая потолочная подвеска по фиг. 5 табл. 46 (вычерченная сплошными линиями), допускающая также замыкание струною или замыкающим болтом (вычерчен несколько более тонкими линиями). Струну в любое время можно снять. Относительно вкладышей можно повторить то, что́ было сказано по поводу фиг. 3 табл. 46.

Вместо потолка подвесные подшипники крепятся иногда к полкам или стенкам железных потолочных балок. Подшипники соответствующей конструкции называют иногда консольными или балочными подвесными подшипниками, см. том I, стр. 246, фиг. 195 (крепление к полке двутавровой балки). Жесткость крепления и, следовательно, устойчивость подшипника получаются в данном случае меньшими, чем в случае потолочных подвесок. Относительно способов крепления подшипников к железобетонным перекрытиям, весьма распространившимся в последнее время, см., напр., „Handbuch für Eisenbetonbau, изд. 2-ое, том 11 (1915), стр. 356 и сл. Ср. также каталоги и брошюры фирмы Deutsche Kahneisen-Gesellschaft, Jordahl & Co., Berlin *).

Некоторые подвесные подшипники можно крепить также в обратном положении (перевернутыми), т.-е. на полу, в качестве подшипников на стойках. Ср., напр., фиг. 1 табл. 44 и фиг. 5 табл. 46.

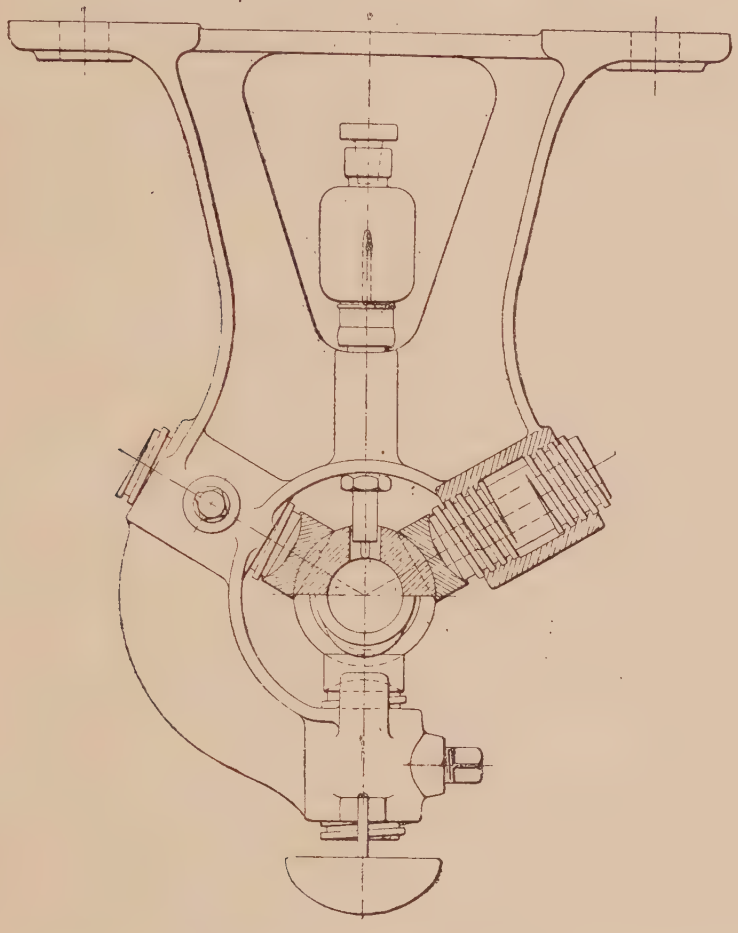
Переставной в трех направлениях подвесной подшипник фирмы Бок (Fr. Bock., герм. пат. № 108 806 от 17/III 1899 г.) изображен на фиг. 635. Пределы регули-

*) Различные способы крепления подвесок к железным и бетонным балкам изображены на фиг. 132 — 153 *l* книги K. Laudien, „Maschienenteile“ (1925), стр. 67 и сл. См. также K. Hentschel, „Transmissionen“, стр. 79 и сл., особенно стр. 141. Там же подробно разобраны способы крепления подвесок к железобетонным перекрытиям (имеется русский перевод). [*Ред.*].

рования, а также сопротивляемость боковым усилиям здесь больше, но и цена подшипника, конечно, выше.

Фиг. 3 табл. 44 изображает стойку для опорных подшипников, конструкции завода BAMAG. Стойка, вычерченная сплошными линиями, предназначается для

Фиг. 635.



подшипников максимальной высоты; пунктиром показаны конструктивные видоизменения стойки для менее высоких подшипников.

На фиг. 4 табл. 39 изображена опорная плита, а на фиг. 4 табл. 44 — стенная коробка, обе — в выполнении того же завода. Этими коробками пользуются в тех случаях, когда подшипник должен быть установлен в отверстии стены. С последней коробка прочно связывается кладкой или заливкой цементом. В некоторых случаях для этого применяют и анкерные связи. При установке подшипников в стенных коробках следует предусматривать возможность доступа к ним.

Стандартизация подшипников.

Для многих конструкций из числа описанных выше, применяемых в качестве деталей трансмиссий, Германский Комитет по Стандартизации (NADI) установил

нормальные основные размеры, исходя при этом из градации отверстий (для вала), соответствующей DIN 114 (см. табл. на стр. 140). Такими основными размерами являются, напр., для обыкновенных подшипников: высота подшипника, длина вкладышей, а также число, диаметр и взаимное расстояние крепежных болтов. Сюда относятся следующие стандарты: DIN 118 — обыкновенные подшипники, DIN 119 — потолочные подвески с подшипниками, DIN 117 — стенные кронштейны, DIN 187 — настенные угольники (стенные кронштейны-угольники), DIN 189 — опорные плиты, DIN 193 — стенные коробки*). Кроме того, Комитет NADI установил нормальные размеры для вставных крепежных болтов (с тавровой головкой и двумя усами) нормальных подшипников (DIN 188), для двойных анкерных плит (DIN 191), для болтов к ним с тавровой головкой (DIN 261), для двойных стенных анкерных плит (DIN 192), для фундаментных болтов к ним (DIN 262), для анкерных болтов (DIN 440) **).

e. *Основы оценки конструкции подшипников.*

Хотя эти основы частично уже были упомянуты при описании различных рассмотренных выше подшипников, тем не менее, для наглядности еще раз резюмируем их.

Само собой разумеется, что конструкции должны быть приданы размеры, соответствующие действующим на нее силам, и что она должна возможно полнее удовлетворять требованиям, обусловленным способом установки и характером эксплоатации, при чем стоимость ее изготовления не должна быть выше необходимого минимума. Обратимся к рассмотрению важнейших из этих требований.

a. Установка подшипника должна выполняться без особых затруднений, и притом так, чтобы было обеспечено соприкосновение между валом и вкладышами по всей длине последних. Уже одно это условие, независимо от других, заставляет требовать достаточной толщины (также и после износа) вкладышей и поддерживающих их частей подшипника, при чем деформации, вызываемые давлением цапфы, не должны существенно нарушать равномерность распределения давления по всей длине последней. Это условие выполняется наиболее совершенным образом в том случае, если вкладыш, надежно опираясь на шаровую поверхность в корпусе подшипника, может автоматически устанавливаться соответственно направлению оси вала, и если перемещение опорной шаровой поверхности может быть легко осуществлено.

b. Если на подшипник действуют силы, направленные вдоль оси вала, крышка должна быть пригнана к корпусу так, чтобы смещение ее относительно последнего в направлении оси было невозможно. Иногда осевая сила, действующая на корпус подшипника, воспринимается отчасти и верхним вкладышем, который для этого снабжается закраинами и перекрывает корпус.

c. Должна быть предусмотрена возможность компенсировать износ вкладышей таким образом, чтобы геометрическая ось вала по возможности сохраняла свое

*) Также: DIN 195 — стойки, DIN 194 — двуплечие подвески, DIN 752 — потолочные подвески с подшипником для контр-приводов. О стандартах шариковых подшипников см. ниже. [*Ред.*].

**) Другие нормальные детали для крепления подшипников см. DIN 418, 434, 435, 436, 794, 796. [*Ред.*].

первоначальное положение. Для этой цели вкладыш, расположенный с той стороны, куда направлено давление, должен допускать перестановку в соответствующем направлении. Конструкции, в которых опорное давление действует на стык вкладышей, следует признать неправильными.

d. Должна быть обеспечена возможность простой и быстрой смены изношенных вкладышей, при чем от вновь устанавливаемых вкладышей необходимо требовать точной пригонки к валу. Это достигается лучше всего при таких вкладышах, которые изготовляются посредством обработки только на токарном станке или же заливаются по валу.

Требованию a, в отношении вертикальных сил, лучше всего удовлетворяют подшипники по фиг. 635, стр. 213, фиг. 1 табл. 44, фиг. 3 и 5 табл. 46; за ними следуют подшипники, изображенные на табл. 43 и 45, и, наконец, — остальные подшипники. При действии сколько-нибудь значительных горизонтальных сил шаровая опорная поверхность подшипников по фиг. 1 и 2 табл. 43 и фиг. 1 табл. 44 оказывается недостаточной. С этой точки зрения следует предпочесть конструкции по фиг. 3 и 4 табл. 43 и табл. 45.

Из сказанного в выноске 2 на стр. 39 следует, что выполнение требования a представляет особые затруднения при очень длинных вкладышах. Фирма Алиот (Elektrizitäts-Gesellschaft Alioth, Münchenstein bei Basel, герм. пат. № 172 796 от 27/XI 1904 г.) стремится устранить это разделением подшипника на две части, каждая из которых может автоматически устанавливаться. Подшипник сконструирован так, что оба вкладыша сохраняют при этом свою общую ось [1]).

Требование b особенно хорошо удовлетворено в подшипниках по фиг. 1 табл. 39, табл. 40, а также фиг. 1, 3 и 4 табл. 43.

Условие c полностью соблюдено — для вертикальных сил — в подшипниках по фиг. 635, фиг. 1 табл. 44, фиг. 3 и 5 табл. 46, а для вертикальных сил, направленных вверх — в тех подшипниках, у которых можно регулировать положение одной лишь крышки, как, напр., в подшипниках по фиг. 1 и 3 табл. 39. Если такие подшипники подвергаются давлению, направленному книзу, то требование b остается совершенно невыполненным. Если условия работы вала не допускают возникающего в последнем случае опускания одного только конца его, то этот недостаток можно устранить либо забиванием клиньев или подкладок между опорной плитой и подшипником (средство, которое при неумелом применении легко может лишить подшипник необходимой устойчивости), либо соответствующей прострожкой основания второго подшипника. Одностороннее регулирование в горизонтальном направлении, часто применяемое для коренных подшипников поршневых машин (ср. подшипники с вкладышами из нескольких частей в Отделе шестом, D, II), допустимо, если иметь в виду только положение вала, но не примыкающих частей механизмов передачи, при износе обоих подшипников (машины с двухколенчатым валом). В машинах с одним кривошипом, вследствие односторонней регулировки коренного подшипника постепенно образуется перекос вала, который можно компенсировать только перемещением наружного подшипника по его опорной плите.

Требование d удовлетворяется во всех тех случаях, когда простые точеные вкладыши лежат в расточенных подшипниках. Ср. в этом отношении замечания по

[1]) Z. d. V. d. I., 1906, стр. 218.

поводу подшипников, изображенных на фиг. 1, 2, 3 табл. 40, на стр. 202 и сл., табл. 41, стр. 205 и сл. и стр. 208. Особое положение занимают паровозные буксы по фиг. 2 и 3 табл. 42. Смена изношенных вкладышей обходится дороже, когда они составляют одно целое с резервуаром для масла (фиг. 1 табл. 43) и дешевле, если они отделены от него (фиг. 3 табл. 43).

Если корпус подшипника составляет одно целое с очень крупной машинной частью, и механическая обработка его опорных поверхностей под вкладыши представляет затруднения, то раньше в подобных случаях эти поверхности пригоняли вручную при помощи зубила и напильника. Поперечное сечение вкладыша обычно имело при этом форму половины восьмиугольника (см. фиг. 636). Требование *с* этим, конечно, выполнялось неудовлетворительно. Теперь такие вкладыши обычно заливают баббитом, благодаря чему при далеко зашедшем износе нужно только выплавить старый металл и залить вкладыши новым. Опорные поверхности для последних в корпусе подшипника делают в настоящее время цилиндрическими (см., напр., табл. 41) из соображений большей простоты обработки и для обеспечения взаимозаменяемости вкладышей. При этом облегчается и удаление вкладыша из подшипника, для чего достаточно слегка приподнять вал. Относительно предупреждения самопроизвольного поворачивания вкладышей, пригнанных по цилиндрической поверхности, см. стр. 195, а также Отдел шестой, D, II.

Фиг. 636.

Трансмиссионные подшипники, изношенные вкладыши которых можно восстанавливать заливкой, показаны, напр., на фиг. 1, 2 и 3 табл. 40, табл. 41, фиг. 1 табл. 42, фиг. 3 и 4 табл. 43, фиг. 2 табл. 44, табл. 45 и фиг. 3 табл. 49.

Чтобы белый металл хорошо держался во вкладыше, необходимо снабдить последний поперечными и продольными канавками с сечением в форме ласточкина хвоста или отверстиями, нарезанными для получения шероховатых поверхностей сцепления. Эти канавки и пр., которые, как и весь вкладыш, перед заливкой нужно хорошо вылудить и нагреть, должны иметь такую форму и расположение, чтобы различие коэффициентов теплового расширения баббита и металла вкладыша не приводило после заливки к появлению в металле чрезмерных усадочных напряжений и трещин или же пустот, вследствие отставания баббита в отдельных местах *).

---

*) От плотности прилегания заливки к телу вкладыша зависит передача теплоты, порождаемой работой трения, в окружающее пространство, следовательно, температура вкладыша. При наличии хотя бы незначительного зазора между заливкой и вкладышем всегда существует опасность проникания в расслойку горячего масла, чрезвычайно затрудняющего теплопередачу. Опыты, поставленные с целью выяснения сцепления баббитовой заливки с телом вкладыша, дали следующие результаты.

Тщательная очистка вкладыша, протравливание и лужение совершенно необходимы для всех металлов и всякого вида поверхности. Очень плохие результаты получаются при доливке металла, без предварительного полного удаления прежней заливки.

Сцепление баббита с чугуном меньше, чем с бронзой или сталью. Для чугуна лучше шероховатая поверхность, для бронзы — гладкая, при условии достаточного протравливания и хорошей полуды. Для стали сцепление получается наибольшим. Отсюда следует желательность более широкого употребления вкладышей, штампованных из стали или сделанных из отрезков стальных труб.

Толщина заливки значения не имеет, поэтому следует стремиться в этом отношении к практически достижимому минимуму. (См. статью: „White Metal Bearings. An Informative

Сравнительно частые дефекты при заливке вкладышей вызвали появление скелетного подшипника (герм. пат. № 133 883 от 25/IX 1901 года и № 188 923 от 25/IX 1906 г.). Скелет (каркас), выполняемый фирмой Glyco-Metall-Werke Daehlen & Loos, Schierstein a. Rh., представляет собой перфорированный кусок листа из мягкого литого железа, пригнанный к вкладышу и свинченный с ним*). Поверхность листа чисто обработана и хорошо вылужена, благодаря чему заливка „сваривается" с ним и, вследствие скрепления скелета с вкладышем, образует одно целое с последним. Таким образом, помимо достижения большей прочности заливки, экономится белый металл. Чтобы скелет не покоробился и не выпучился под действием растяжений и сжатий, связанных с нагревом и последующим охлаждением, укрепление его во вкладыше должно быть выполнено весьма тщательно. О хорошем укреплении заливки надлежит заботиться особенно в таких подшипниках, которые подвержены внезапным сильным колебаниям давления и сотрясениям.

f. *Материал вкладышей.*

Вкладыши подшипников должны быть изготовлены из такого материала, который в данных условиях работы не повреждал бы цапф и сам не разрушался ими, а также противостоял бы действию смазочного материала и атмосферы.

Этому условию удовлетворяют вкладыши бронзовые, а также из красного литья и залитые белым металлом, чугунные же только в том случае, если чугун — однородной структуры и не слишком тверд, подшипник легко самоустанавливается, не слишком велико удельное давление и, наконец, если прирабатывание производится с надлежащей тщательностью (ср. стр. 11 и 12) **).

В отношении бронзовых вкладышей следует обращать внимание на надлежащий состав металла. Когда такие вкладыши подвержены высоким температурам, возникает опасность деформаций: они могут покоробиться и начать заедать. Это явление стремятся предупредить, делая вкладыши значительно толще, чем этого требуют соображения, связанные с износом или прогибом под давлением цапфы.

Investigation Regarding the Adhesion between White Metal and Bearing Shells", The Automobile Engineer, 1928, № 237, стр. 25).

Для размеров канавок в форме ласточкина хвоста можно рекомендовать следующие значения:

Диам. вкладыша.	Ширина канавки.	Расстояния между канавками.
200 *мм*	15 до 20 *мм*	10 до 20 *мм*
500 „	30 „	20 „ 30 „
1000 „	50 „	30 „ 50 „

См. J. Czochralski und G. Welter, „Lagermetalle und ihre technologische Bewertung" (Berlin, 1924), стр. 29; имеется русский перевод (М. 1928). [*Ред.*].

*) Толщина листа — от 2 до 5 *мм*, диаметр дыр — от 10 до 20 *мм*, расстояние между дырами — от 10 до 50 *мм*. [*Ред.*].

**) Ориентировочные указания для выбора металла вкладышей: бронза — при переменном направлении действующей силы, а также для больших нагрузок постоянной величины при условии малой скорости цапфы. Для тех же условий работы, но при высокой скорости цапфы — фосфористая бронза.

Баббиты — для работы без резких колебаний нагрузки и без толчков. В противном случае легко выжимаются из вкладыша. [*Ред.*].

Свойства белого металла, играющие роль в указанном отношении (ср. стр. 11), в высокой степени зависят от его состава Последний может быть весьма различен, в зависимости от нагрузки и назначения (характера работы) подшипника*). Так, например, некоторые фирмы применяют в подшипниках, подверженных только направленному вниз давлению, более низкосортный металл для верхнего вкладыша и лучший металл — для нижнего. Для сильно нагруженных подшипников лучшими из всех оказались белые сплавы с высоким содержанием олова, напр., содержащие около 80% олова и, примерно, по 10% красной меди и сурьмы. В последнее время в практику вошли также свинцовые сплавы с небольшим содержанием олова. Для высоких давлений и нагрузок, сопровождающихся толчками, они менее пригодны. При применении их в подшипниках, подверженных сильному износу, с этим обстоятельством приходится считаться. Лаше (ср. стр. 6 и 7) сообщает, что при применении этих сплавов в турбомашинах недостатков не обнаружено, хотя окончательного суждения вынести еще нельзя. С другой стороны, свинцовые сплавы, твердость которых увеличена присадкой кальция или натрия, для подшипников с обильной смазкой оказались непригодными, так как под действием кислорода, поглощенного маслом, они вскоре начинают разлагаться. Лаше отвергает и цинковые сплавы, так как они, вследствие своей твердости, разрушают шлифованные цапфы валов. В последнее время в продаже появился, как замена оловянистого баббита, свинцовый сплав с присадкой 2 до 4% бария**). Следует иметь в виду, что на качество белого металла определенного состава существенное влияние может оказывать способ плавки и последующей заливки вкладыша [1]).

Высокая цена олова побудила фирму Сименс-Шуккерт обратиться к изготовлению вкладышей, у которых только рабочий слой заливки состоит из высокосортного оловянистого сплава, а остальная заливка либо совершенно не содержит олова, либо содержит его очень мало. Ср. герм. пат. № 316 878 от 8/XII 1917 г. и № 321 178 от 2/III 1918 г.

g. *Смазка и охлаждение.*

Подвод смазочного материала должен быть достаточным (т.-е. смазка должна попадать на все элементы поверхностей скольжения) и надежным, однако, без напрасного расходования его. В интересах чистоты надлежит устраивать приемники (сборники, поддоны и т. п.) для стекающего масла, проникновение которого в фундамент необходимо предупреждать, так как масло разрушительно действует на цемент [2]).

*) Состав баббитов стандартизован ОСТ 88 (пять марок с содержанием Sn от 82 — 84% — марка Б 1, до 0 — марка Б 5) и DIN 1703 (8 марок с Sn = 80% до 5%). [*Ред.*].

**) Как указывают Чохральский и Вельтер в своей работе, упомянутой в выноске на стр. 217, этот сплав — так наз. лурги-металл (Lurgi-Metall) — показал себя химически устойчивым и хорошо прирабатывается к валу. Также и удельная нагрузка для него может быть взята выше, чем для баббитов с большим содержанием олова. Лурги-металл по своим свойствам в качестве подшипникового сплава не уступает высокосортным баббитам, а отчасти и превосходит их (см. Czochralski-Welter, стр. 6 и 82). [*Ред.*].

[1]) Ср. Czochralski und Welter, книга, указанная в выноске на стр. 217.

[2]) Это уже издавна известное свойство масла присуще растительным и животным маслам, повидимому, в более сильной степени, чем минеральным. Германский бетонный Союз (Deutscher Betonverein) в Оберкасселе в настоящее время занят собиранием сведений по этому вопросу.

Должен быть обеспечен отвод того количества тепла, которое образуется во время работы вследствие трения, что̀ побуждает применять для изготовления вкладышей материалы, обладающие хорошей теплопроводностью. Ответственные подшипники целесообразно снабжать термометрами для постоянного контроля температуры.

Оба эти требования заслуживают особого внимания при быстро вращающихся валах. В случае сильно нагруженных подшипников выполнение их может представить значительные трудности.

Смазка жиром, густой смазкой (напр., тавотом и др. консистентными мазями), которая пользовалась прежде, несмотря на сопротивление трения, повышенное по сравнению с масляной смазкой, довольно большим распространением, благодаря своей экономности и опрятности, в настоящее время применяется реже. Ср. по этому поводу том I, стр. 618. Эта смазка особенно пригодна для цапф качающихся и таких, которые работают с перерывами *).

Сравнительно большое распространение получила в последнее время смазка калипсолем. Калипсоль представляет собой свободный от кислот растительный жир. Приспособленные для его применения калипсолевые подшипники (фиг. 6 табл. 5) имеют в крышке камеру для жира, которая выложена по внутренней поверхности калипсолевым шнуром. Этот шнур уплотняет подшипник, предупреждая как попадание в него грязи, так и утечку смазочного материала. Последний смазывает цапфу непосредственным соприкосновением. Подробности — см. в брошюрах фирмы Deutsche Calypsol-Transmissionswerke, G. m. b. H., Düsseldorf [1]). Этим подшипникам приписывают низкий расход смазки и большую чистоту. Особенно рекомендуют их для пыльных помещений.

По поводу фитильной смазки, применение которой также сильно упало по сравнению с прошлым временем, см. стр. 202.

Широко распространено применение капельной смазки, и притом всегда — с видимым падением капель, облегчающим контроль смазки.

Подобное смазочное устройство, с видимым и регулируемым подводом масла, изображено на фиг. 2 табл. 39 (капельная масленка фирмы Дрейер, Розенкранц и Дроop — Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover). Если поднять иглу *s*, конец которой притерт к отверстию капельного канала, то масло стекает по концу иглы и падает вниз каплями, видимыми через стеклянную трубку (контрольное стекло) *r*. Для подъема иглы *s* нужно повернуть кверху кнопку *k*, регулируется же положение иглы вращением гайки *m*. Отверстия *l* для наполнения масленки можно открывать и закрывать, несколько поворачивая ее крышку *d*. При перестановке иглы изменяется ширина отверстия для прохода масла. Количество капель, падающих в единицу времени, зависит еще от степени вязкости, которая меняется с температурой, и от уровня масла в резервуаре. Влияние обоих этих факторов стремится устранить масленка фирмы Flotteur (Flotteur G. m. b. H., Berlin), изображенная на фиг. 5 табл. 39. В резервуаре для масла, закрытом сверху колпачком, находится

*) Ср. H. L. Kaufmann, „When and Where to Use Grease as a Lubricant", Machinery (N.-Y.), 1928, November (vol. 35, № 3), стр. 172. В этой статье формулированы требования, которые следует предъявлять к консистентным мазям. [*Ред.*].

[1]) Ср. также St. u. E., 1908, стр. 1682 и сл., W. T., 1910, стр. 101.

поплавок *a* с центральным каналом *b*, через который проходит трубка *c* для стока масла. В поплавок эксцентрично впаяна гильза *d*, в которой помещается сифон *e*. Его колено *f* может свободно двигаться в сточной трубке *c* и поэтому движется вместе с поплавком *a*. Благодаря этому, высота всасывания не зависит от высоты уровня масла в резервуаре. Избыточное давление, под которым вытекает масло, можно изменять, передвигая вниз сифон *e f* в гильзе *d*. Нижнее устье сифонной трубки *f* служит седлом для маленького клапана *g*, который можно регулировать винтом *h* при посредстве стерженька *i*. Последний сделан из материала с высоким коэффициентом теплового расширения и поэтому при повышении температуры приближает клапан *g* к его седлу, вследствие чего сужается сечение для прохода масла, ставшего при повышении температуры более жидким. По поводу этого устройства ср. герм. пат. № 197 845 от 16/I 1907 г. Гакстгаузена (v. Haxthausen).

В описанной масленке гильза *d* закрыта сеткой, которая не пропускает грязь. В герм. пат. № 251 053 от 3/I 1912 г. фирмы Internationale Präzisions-Schmierapparate A.-G., Berlin, вместо такого сеточного фильтра устроен патрубок, который при самом низком положении поплавка присасывается к дну сосуда и этим предупреждает попадание воздуха в сифон.

Для облегчения надзора и упрощения обслуживания, капельные масленки можно соединять в группы и помещать на одном общем большом масляном резервуаре. В этом случае каждая масленка соединена отдельной медной или стальной трубкой с соответствующим местом смазки (центральная смазка). Такой смазочный прибор называется центральным лубрикатором. Своевременное пополнение главного масляного резервуара свежим маслом лежит на обязанности лица, обслуживающего машину.

В последнее время этот способ смазки, раньше широко распространенный, все более вытесняется циркуляционной смазкой, при которой отработавшее масло из низко расположенной сборной камеры (сборник, коллектор) нагнетается насосом в высоко расположенный центральный резервуар, чтобы оттуда снова начать свой кругооборот. Этот центральный сосуд обычно бывает снабжен фильтром для очистки масла от примесей, тогда как коллектор целесообразнее конструировать так, чтобы в нем могли осаждаться частицы более высокого (по сравнению с маслом) удельного веса (ср. фиг. 1 табл. 10). Также и при этой системе смазки в целях регулирования количества масла в трубопровод включаются капельные масленк (капельники), но большей частью их располагают не у центрального резервуара, а возможно ближе к соответствующим местам смазки, благодаря чему разность уровней может быть использована для создания напора. Для машин, с которыми чаще всего приходится иметь дело на практике, довольствуются большей частью очень малым избыточным давлением, устанавливая центральный резервуар на крышке главного подшипника и проводя оттуда трубки к отдельным местам смазки, снабженным капельниками. На фиг. 5 табл. 40 изображена конструкция такого капельника с регулировкой маслопроводного канала при помощи вентиля, который, по сравнению с применяемым иногда краном, легче поддается уплотнению. Количество масла, поступающего к месту смазки в единицу времени, можно здесь регулировать в пределах от отдельных капель до непрерывной струи; в последнем случае действие этого устройства приближается к действию непрерывной смазки под давлением

(см. ниже). Поэтому описанный способ смазки охотно применяют к таким подшипникам, которые хотя и могут работать без специального охлаждения, но при этом находятся вблизи предела безопасной работы, напр., для подшипников шеек валов, кривошипных и крейцкопфных цапф быстроходных поршневых машин. Условиями надежной работы циркуляционной смазки являются, при переменной вязкости масел, достаточный внутренний диаметр маслопроводных трубок и отсутствие острых колен, резких переходов и мешков, сечения которых, в результате отложения грязи, могут сузиться или совершенно закупориться. Необходима периодическая основательная чистка всех трубопроводов и масляных резервуаров керосином или другим растворяющим средством, чтобы удалить из них осевшие твердые частицы, осмолившееся масло и т. д. В тех случаях, когда смазочное масло, находящееся в картере, может смешиваться с сгоревшими частицами масла (нагаром), как, например, в двигателях внутреннего сгорания, необходимы более или менее сложные приспособления для очистки масла (обыкновенные фильтры здесь недостаточны), описание которых вышло бы за рамки этой книги. Ср. по этому поводу, напр., Praetorius, „Die Schmierung leichter Verbrennungsmotoren", Berlin, 1920.

Если циркуляционная смазка осуществляется с помощью замкнутого трубопровода, при чем масло поступает в подшипник под определенным давлением, которое можно регулировать посредством предохранительного или перепускного клапана на насосе, то говорят о непрерывной циркуляционной смазке под давлением. Благодаря наличию избыточного давления (которое по большей части не превышает 1 *ати*) подшипник получает в несколько раз больше того количества масла, которое необходимо для поддержания жидкостного трения, и таким образом хорошо охлаждается, если, конечно, приняты меры к тому, чтобы масло на своем пути отдавало воспринятую им теплоту. (В стационарных установках масло охлаждается обычно водой, в машинах автомобилей и т. п. — струей воздуха). Соответствующим направлением и распределением масла по поверхности цапфы стремятся, по возможности, повысить отвод теплоты. На фиг. 2 табл. 44 и на табл. 45 (ср. стр. 209 и 210) показаны различные пути, ведущие к этой цели. Соединенное Общество Паровых Турбин (Vereinigte Dampfturbinen-Gesellschaft m. b. H., Berlin) в своем пат. (герм.) № 218 684 от 2/X 1907 г. стремится достигнуть этого, снабжая наружную поверхность вкладышей спиральными канавками, по которым циркулирует масло [1]).

Энергичное охлаждение не является, впрочем, единственным основанием для применения смазки последнего рода, так как ею часто пользуются и для качающихся цапф с переменным направлением давления, например, для крейцкопфных цапф, работа трения которых при надежной смазке мала. Избыточное давление подводимого масла в подобных случаях имеет целью обеспечивать смазку и смягчать толчки, возможные при перемене направления давления. Относительно принудительной смазки под значительно более высоким давлением, применяемой для пят, см. стр. 245 и сл.

По вопросу о месте установки и приводе масляных насосов циркуляционной системы смазки, от деятельности которых зависит надежность работы подшипников,

[1]) При употреблении для смазки таких больших количеств масла нет препятствий к тому, чтобы часть масла из места наибольшего давления между цапфой и вкладышем отводить для смазки других, трудно доступных мест, как это осуществлено в герм. пат. № 316 698 от 6/IX 1914 г., выданном О-ву Сименс-Шуккерт в Берлине.

а с ними и всей машины, см. том I, стр. 548 и фиг. 1 табл. 10. Насосы для этой цели описаны, напр., в Z. d. V. d. I., 1910, стр. 1247, 1487 и 1770. Большей частью применяют бесклапанные насосы с зубчатками и коловратные (с вращающимися поршнями). При наличии многих мест смазки масло распределяется пропорционально поперечным сечениям подводящих трубок. Если требуется подводить к каждому месту смазки определенное количество масла через регулярные промежутки времени, то прибегают к поршневым насосам, которые, однако, должны быть выполнены весьма тщательно, особенно в тех случаях, когда подаваемые количества масла малы, как, напр., при смазке только свежим маслом, применяемой в двигателях ротативного типа. Такими смазочными насосами снабжают особенно часто автомобильные и авиационные двигатели. Относительно подробностей отсылаем читателя к соответствующим специальным трудам, а также к книге Преториуса, упомянутой на стр. 221. Ср. также Отдел седьмой, „Цилиндры".

При циркуляционной смазке работает все время одно и то же масло, количество которого постепенно уменьшается вследствие неплотностей, испарения, разбрызгивания и периодического выпускания грязи, скопляющейся в самой низкой точке системы, а у двигателей внутреннего сгорания, кроме того, еще вследствие сгорания. Этот расход масла восполняется большей частью вручную, но существуют также автоматические устройства для подвода так наз. „свежего" масла. Подробнее об этом см. в работе Преториуса, упомянутой на стр. 221. Для проверки запаса масла в системе служат контрольные стекла, позволяющие видеть уровень масла и располагаемые в таком месте, где оно находится в покое. За циркуляцией масла наблюдают обычно через каплеуказательные стекла масленок, нередко также через отверстия в корпусе подшипника, закрываемые смотровыми стеклами или крышками (ср. табл. 41, фиг. 1 табл. 42, фиг. 3 табл. 48 и др.).

При циркуляционной смазке масляный насос, приводимый в движение от того вала, который должен быть смазываем, начинает подавать масло лишь после пуска в ход машины. Поэтому в таких случаях перед пуском в ход необходимо смазать цапфы каким-либо другим способом.

Существуют также автоматические системы циркуляционной смазки, стремящиеся обойтись без специального насоса и использующие для поддержания кругооборота масла его способность прилипания к цапфе. Ср. описания циркуляционной смазки Гольторпа (Holtorp), герм. пат. № 295 868 от 21/VIII 1914 г., № 308 959 от 3/III 1917 г., № 313 375 от 10/IV 1918 г., и подшипника с капиллярами Вегнер фон-Далльвица (Wegner v. Dallwitz, Heidelberg) и Дуффинга (Duffing, Berlin), герм. пат. № 327 653 от 26/VI 1918 г. Циркуляция масла ограничивается в этом случае корпусом подшипника, который служит коллектором для масла и местом смазки.

Как автоматическую циркуляционную смазку можно рассматривать так же и кольцевую смазку, применяемую весьма часто, особенно — с свободными кольцами (стр. 204, а также 206 и сл.). Количество масла, увлекаемое кольцами кверху, возрастает со скоростью; когда вал неподвижен, смазки не происходит. Так как увлечение колец вращением вала зависит от их трения на валу, то их стараются делать, при данном весе, возможно более широкими, т.-е. возможно более тонкими, при чем тщательным округлением кромок и сглаживанием боковых поверхностей стремятся уменьшить их трение о боковые поверхности вкладышей. Мате-

риалом для этих колец служит большей частью железо, в электрических же машинах, во избежание опасности магнитного притяжения, латунь или — в последнее время — цинк.

При сравнительно низких числах оборотов, особенно в случае применения смазочных материалов, обладающих малой вязкостью, смазка посредством свободно висящих колец может оказаться недостаточной. Это наступает тем раньше, чем сильнее нагружен подшипник. (Ср. также стр. 16 и сл.). В этом случае прибегают к принудительно движущимся кольцам в форме бунтов и т. п., при чем приходится мириться с уменьшением опорной поверхности подшипника. Если свободное смазочное кольцо значительно уже выемки в середине вкладыша, то оно может несколько перемещаться вдоль вала, при чем возникает опасность, что оно будет прилегать только к одной стороне выемки и будет отдавать масло только в этом месте [1]). Насколько значительна может быть разница в смазке частей подшипника, разделенных кольцом, показали опыты Лаше [2]). Этими же опытами было одновременно установлено, что количество масла, подаваемого смазочным кольцом, расчету не поддается. Кранц (H. Cranz) [3]) нашел, что при прочих равных условиях кольцо подает больше всего масла в том случае, когда общий боковой зазор составляет от 0,8 до 1,2 *мм*. Большим углом погружения кольца, рекомендуемым также для лучшего обеспечения подвода масла, достигается заглушение колебаний кольца и его торможение, а также предупреждается, при большом числе оборотов, разбрызгивание масла с него. Волнистые профили способствуют разбрызгиванию. При числе оборотов, превышающем 1500 в минуту, Кранц рекомендует делать диаметр кольца равным приблизительно двойному диаметру цапфы, так как иначе окружная скорость кольца может возрасти настолько, что подача масла прекратится *).

Германский Комитет по Стандартизации (NADI) установил нормальные размеры для смазочных колец до диаметра вала $d = 250$ *мм*, назначив при этом диаметр кольца приблизительно равным $1{,}5\ d + 10$ *мм* (DIN 322) **).

---

[1]) Завод Дейтца (Gasmotorenfabrik Deutz, Köln-Deutz) запатентовал смазочное кольцо такой формы, которая делает указанное боковое перемещение невозможным (герм. пат. № 153 173 от 15/VIII 1903 г.).

[2]) M. ü. F., Heft 9, 1903, стр. 28.

[3]) H. Cranz, „Versuche mit Schmierringen bei höheren Tourenzahlen". Doktordissertation, Berlin.

*) Свободно висящие кольца работают достаточно надежно при $n \leqq 1500$ — для цапф больших диаметров и при $n \leqq 2000$ до 2500 — для цапф малых диаметров. При более высоких числах оборотов всегда возможен отказ колец этого типа от подачи масла вследствие сопротивления масла движению. При этом кольцо совершает медленные качательные движения, разбрызгивая масло в плоскости качаний. Этому способствует и центробежная сила, действующая на массу смазочного вещества, прилипшего к подающей части кольца. [*Ред.*].

**) Для высоких чисел оборотов размеры свободного кольца прямоугольного сечения лучше брать по следующей табличке:

Диаметр цапфы . d	25 до 50	55 до 80	90 до 110	125 до 160	180 до 220	240 до 300 *мм*
Внутр. диаметр кольца . . . . D	2 d	2 d	1,9 d	1,9 d	1,8 d	1,8 d
Ширина × толщина . . . $b \times s$	8 × 3	10 × 3	12 × 4	15 × 5	20 × 6	25 × 7 *мм*

Диаметр цапфы . d	320 до 460	480 до 800 *мм*
Внутр. диаметр кольца . . . . D	1,75 d	1,75 d
Ширина × толщина . . . $b \times s$	30 × 8	40 × 8 *мм*

[*Ред.*].

Для цапф больших диаметров кольца получаются очень тяжелыми, вследствие чего уже нельзя с уверенностью рассчитывать на то, что они будут увлекаться в движение силой трения, в особенности при сильно колеблющемся числе оборотов цапфы, как, напр., в рудничных подъемных машинах и электромоторах прокатных станов. В таких случаях предпочитают циркуляционную смазку. С другой стороны, кольцевая смазка встречается и у таких подшипников, естественное излучение которых недостаточно для отвода образующейся теплоты. Отвод теплоты обеспечивается в подобных случаях охлаждением нижнего вкладыша (фиг. 3 табл. 43) или масляной камеры.

Кранц производил свои опыты над смазочными кольцами постоянного поперечного сечения. Некоторые конструктора стремятся увеличить количество масла, подаваемое в единицу времени свободными смазочными кольцами, снабжая их отверстиями или прорезями. Соответствующие опыты показали, что подобные кольца подают значительно больше масла, чем сплошные, и даже больше, чем может пропустить нормальный подшипник. Это свойство „ажурных“ колец оказывается полезным при специальных конструкциях подшипников (короткие вкладыши, широкие смазочные канавки). Особенно выгодной оказывается эта способность усиления смазки при малом числе оборотов. У колец с прорезями (конструкции фирмы Грассман—R. Grassmann, Chemnitz) эта способность значительно выше, чем у колец с отверстиями.

Относительно смазочных колец с принудительным движением, которое должно обеспечивать подачу масла и при неблагоприятных условиях работы (малая скорость вала, густое масло), см. стр. 208 *). Попытки разрешить эту задачу путем замены свободных колец свободно висящими цепочками успехом не увенчались. Цепочка может застрять, порваться и оказаться втянутой между рабочими поверхностями. Согласно герм. пат. № 265 247 от 23/VI 1912 г., Всеобщая Компания Электричества (AEG) в Берлине располагает в масляной ванне направляющий ролик, натягивающий устройство для подачи масла, при чем само это устройство представляет собой спиральную пружину прямоугольного поперечного сечения. Этой конструкцией фирма стремится обеспечить смазку при неравномерной работе машины, напр., в моторах, предназначенных для электрической тяги.

Бр. Ветцель (Wetzel, Leipzig-Plagwitz), чтобы обеспечить движение свободного смазочного кольца, вкладывают в него кольцо из волнистого железа, „зацепляющееся“ с таким же кольцом, закрепленным на валу.

Для малых скоростей пригодна, при не слишком густом масле, и смазка зачерпыванием (ср. том I, стр. 641 и сл., фиг. 502). Завод Полизиуса запатентовал (герм. пат. № 316 927 от 13/III 1919 г.) специальную конструкцию смазки зачерпыванием для односторонне нагруженных наклонных подшипников.

Смазочный материал может увлекаться вращающейся цапфой (ср. фиг. 550, стр. 8) лишь в том случае, если он вводится в промежуток между поверхностями скольжения цапфы и подшипника в месте наименьшего давления (ср. фиг. 546, стр. 7).

*) С точки зрения эффективности смазки свободные и неподвижно закрепленные кольца приблизительно равноценны. При высоких числах оборотов последние работают надежнее и подают большее количество масла, но, с другой стороны, конструкция подшипника получается несколько сложнее. Опыт показал, что недостатки, иногда приписываемые неподвижным кольцам (см., напр., Бобарыков, ч. I, стр. 182), практического значения не имеют. [*Ред.*].

Это основное правило имеет первостепенное значение для подвода в подшипник смазочного материала и для распределения его по поверхностям скольжения. Оно может найти самое разнообразное отражение в конструкциях, как это и видно на приведенных чертежах. Так как большинство подшипников имеет разъем в плоскости, перпендикулярной к направлению давления цапфы, то подходящим местом поступления смазки представляется, вообще говоря, стык вкладышей. У подшипников, разделенных по другим плоскостям, следует иметь в виду, что сжатая кромка может не только препятствовать прониканию масла, но даже снимать его с цапфы, если такая кромка недостаточно скруглена или не сделана с отступом. Поэтому лучше, по возможности, избегать таких стыков.

У качающихся цапф с переменным направлением давления место подвода масла следует выбирать с таким расчетом, чтобы масло имело возможность во время перемены давления проникать между поверхностями трения, прижатыми одна к другой, либо подводить масло под давлением. У качающихся цапф с постоянным направлением давления смазка, в зависимости от величины угла качаний и поверхности обхвата, связана с более или менее значительными затруднениями. Иногда приходится довольствоваться смазкой сжатых поверхностей во время перерывов работы и считаться с тем обстоятельством, что во время работы временами имеет место состояние, более или менее приближающееся к трению твердых тел.

Смазочные канавки во вкладышах служат для распределения масла по опорной поверхности. Края их должны быть хорошо скруглены, чтобы они не снимали масла с вала. В подшипниках быстроходных машин в последнее время отказываются от устройства смазочных канавок в нагруженном вкладыше и только с помощью распределительных канавок в ненагруженном вкладыше заботятся о том, чтобы масло, подводимое в отдельных точках, при поступлении в нижний вкладыш равномерно распределялось по всей длине цапфы (ср. стр. 209 и сл.). У подшипников с капельной смазкой, у которых возможны состояния промежуточные между сухим и жидкостным трением, надлежащим расположением смазочных канавок на опорной поверхности можно достигнуть значительного повышения допустимой нагрузки. Однако, при этом не следует забывать, что канавки уменьшают площадь опорной поверхности и что нецелесообразное расположение их может привести, вместо намеченной цели, к прямо противоположному результату [1]).

При смазке консистентными мазями, особенно — в больших подшипниках, необходимо следить за тем, чтобы канавки имели достаточно большое поперечное сечение и чтобы они не меняли резко своего направления.

Во всех случаях следует заботиться о том, чтобы канавки выходили из той точки, куда подводится масло. В этом отношении часто встречаются ошибки (особенно — в подшипниках со смазкой свободно висящими кольцами), заключающиеся в том, что верхний вкладыш делают вообще без канавок. Канавки должны доходить до окна, в котором вращается кольцо, и начинаться в тех точках, где масло, поднятое внутренней окружностью кольца, выжимается валом в стороны. Это происходит перед верхней образующей цапфы, тогда как в исполненных подшипниках

[1]) Вопросом о смазочных канавках подробно занимался Гюмбель в первой и третьей из своих работ, упомянутых в томе I., стр. 571. См. также Kucharski, „Die Anordnung der Schmiernuten“ в D. P. J, 1919, стр. 2 и сл.

канавки часто начинаются лишь от этой образующей. Кранц (см. выноску 3 на стр. 223) рекомендует устраивать два места отъема, одно из которых лежит на 15° позади, а другое приблизительно на 20° впереди верхней образующей цапфы, считая в направлении вращения. (Ср. по поводу смазочных канавок также замечания о подшипниках с многодольными вкладышами в Отделе шестом, D, II). По направлению к торцам вкладыша поперечные сечения смазочных канавок быстро и значительно уменьшаются. Возможность сквозного „прополаскивания" вкладышей стремятся увеличить при помощи отверстий в самой низшей точке опорной поверхности. Для ограничения количества вытекающего масла и предупреждения чрезмерного нагрева подшипника и цапфы диаметр этих отверстий не должен быть слишком велик *).

Чтобы удовлетворить требованию опрятности (устранение утечки масла из подшипника), необходимо принимать меры, относящиеся частью — к валу, частью — к подшипнику. Первые заключаются в устройстве на валу маслоуловительных колец, которые уже были рассмотрены на стр. 140. Меры предосторожности против утечки масла из подшипников рассмотрены попутно с описанием различных конструкций их. Ср. в особенности табл. 41, фиг. 1 табл. 42, табл. 43, фиг. 1 и 2 табл. 44, табл. 45, фиг. 3 табл. 48.

Различие средств, применяемых для этой цели отдельными конструкторами, показывает, насколько трудно достигнуть строгого удовлетворения указанного требования. Сравнительно лучше всего разрешается эта задача в отношении трансмиссионных подшипников, работающих при средних скоростях вала. Однако, несмотря на то, что их конструкция достигла высокой степени совершенства, случается, что небольшое количество масла все же просачивается и утекает вдоль вала. Полу-

*) В большинстве случаев смазочные канавки располагают на рабочей поверхности вкладыша так, что в плане они представляются диагоналями прямоугольника (см., напр., фиг. 3 табл. 40, фиг. 3 табл. 42, фиг. 1 и 3 табл. 43 и др.). Масло, подаваемое, напр., смазочным кольцом, с поверхности стыка вкладышей уходит в диагональные канавки и оттуда, через отверстие в нижней точке вкладыша, стекает обратно в резервуар. Такое расположение канавок, очень распространенное еще и в настоящее время, нельзя считать правильным, так как, во-первых, значительная часть масла возвращается по канавкам в резервуар, не участвуя в смазке трущихся поверхностей, а во-вторых, части вкладыша, сильнее всего нагруженные (в горизонтальной проекции вкладыша они представляются в виде двух равнобедренных треугольников, основания которых параллельны проекциям торцов вкладыша), смазываются хуже всего, иногда и совсем не смазываются.

Гораздо совершеннее получается распределение масла по поверхности цапфы, если совершенно отказаться как от диагональных канавок, так и от нижнего отверстия во вкладыше, а вместо этого срезать внутренние кромки поверхностей стыка нижнего вкладыша (примерно под углом 45°) почти до самых его торцов, однако, несколько не доходя до них. При этом образуются две продольных канавки, из которых масло равномерно распределяется по всей поверхности цапфы, в том случае, конечно, если между последней и вкладышем оставлен зазор, достаточный для образования непрерывной масляной пленки. Правильность такого расположения смазочных канавок подтвердили опыты, показавшие, что в одинаковых условиях работы температура вкладышей без диагональных канавок получается значительно ниже, чем в том случае, когда вкладыши снабжены ими. См. по этому поводу стр. 93 и сл. работы Чохральского и Вельтера, указанной в выноске на стр. 217, а также неоднократно упомянутые работы Гюмбеля.

Там же (стр. 97 — 114) даны подробные указания относительно выбора металла для вкладышей и смазочного материала в зависимости от нагрузки, назначения и типа подшипника. [*Ред.*].

чающееся загрязнение последнего можно успешно предупреждать, насаживая на него кружки из плотной бумаги, которые вращаются вместе с валом и при этом перемещаются вдоль него между соседними подшипниками или между подшипниками и шкивами, обтирая при этом поверхность вала.

Войлочное уплотнение между валом и подшипником оказывается не вполне удовлетворительным, так как войлок быстро пропитывается маслом и затем уже пропускает его.

При очень высоких числах оборотов центробежная сила получается настолько большой, что масло, отбрасываемое валом, распыляется, уносится струей воздуха в сторону и затем падает вниз в виде капель, как это можно наблюдать на полу возле подшипников, несущих валы, которые вращаются с очень высоким числом оборотов. Если в непосредственной близости от такого подшипника расположены машины, чувствительные к маслу, то их надлежит защитить от воздуха, в котором взвешены частицы масла. Для этого либо устраивают особые маслоуловители (ср., напр., герм. пат. № 265 246 от 9/X 1910 г. Акц. О-ва Сименс-Шуккерт в Берлине и фиг. 2 табл. 49), либо направляют воздух по особому пути (ср. герм. пат. № 259 049 от 29/V 1912 г. фирмы Фр. Крупп, Верфь „Германия“).

Подшипники, в которых давление направлено на крышку, требуют особой тщательности и внимания, как при изготовлении их, так и в эксплоатации, особенно — при переменном направлении действующей силы (ср. работу автора „Die Wasserräder“, § 44). То же самое относится к подшипникам, нагруженным переменным давлением цапфы в горизонтальном направлении.

Кроме подшипников, рассмотренных в пунктах a до d, и др., подобных им, существует еще большое число специальных конструкций, подробный разбор которых завел бы нас слишком далеко. Сюда относятся, например, вертикальный подшипник веретена жернова, окруженный „нижняком“ (нижним жерновом), так называемая „параплица“; далее, конструкции „откидных“ подшипников длинных валов (задача этих подшипников заключается в создании опор, которые отодвигаются, когда движущаяся вдоль вала машинная часть, напр., червяк, должна пройти над местом опоры, а затем автоматически возвращаются в свое прежнее положение, когда упомянутая часть прошла достаточно далеко вперед [1]); кроме того, можно упомянуть еще о пружинящих подшипниках для быстро вращающихся валов (центрофуги, веретена), оставляющих последним известную свободу движения, но постоянно возвращающих их обратно в среднее положение [2]).

2. Шариковые подшипники.

В этих подшипниках давление цапфы передается опоре посредством шариков, которые свободно движутся по круговому пути (желобку) и благодаря этому могут свободно перекатываться.

---

[1]) О таких „откидных“ подшипниках сообщает Келлер (Keller) в Z. d. V. d. I., 1884, стр. 453 и сл., а также Эрнст (A. Ernst) в своем труде „Die Hebezeuge“, 4-е изд., том I, стр. 627, и в главе „Laufkrane“, стр. 767 и сл. [См. также F. W. Hülle, „Die Werkzeugmaschinen“ (4-е изд., 1923). *Ред.*].

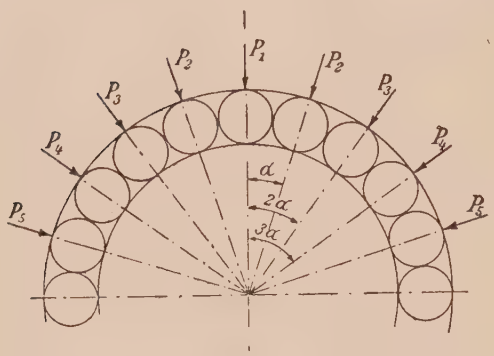
[2]) Ср., напр., W. T., 1911, стр. 28.

Для силы P_1, которую может воспринимать один шарик диаметром d *см*, действительна следующая формула:

$$P_1 = k\,d^2\ ^{1}). \qquad (479)$$

Если d подставить не в сантиметрах, а в восьмых дюйма, то, в виду того, что $^1/_8'' = 0{,}3175$ *см* и $0{,}3175^2 \cong 0{,}1$, в ур. (479), вместо k, следует ввести $\frac{k}{10}$.

Фиг. 637.



Если имеется несколько шариков, то необходимо прежде всего проверить, все ли они принимают равномерное участие в передаче силы. Сообразно этому и можно определить ту нагрузку P, которая может быть воспринята всеми шариками в совокупности.

В горизонтальных подшипниках, называемых чаще радиальными (или поперечными), общая нагрузка P, приходящаяся на одно кольцо, не передается равномерно на все шарики, как это явствует из фиг. 637: нагрузки отдельных шариков связаны зависимостью

$$P = P_1 + 2P_2\cos\alpha + 2P_3\cos 2\alpha + \ldots + 2P_n\cos(n-1)\cdot\alpha.$$

Исходя из предположения, что до нагрузки между шариками и желобками колец зазора нет и что кольца не испытывают существенного прогиба под действием сил P_1, P_2 и т. д., Штрибек определил максимальную нагрузку P_1 одного шарика, при общем числе Z шариков в кольце,

$$P_1 = \frac{P}{\frac{Z}{4{,}37}} \text{ для } 10 < Z < 20.$$

Считаясь с неполным соответствием указанной предпосылки действительности, он полагает для

$$\begin{array}{lccc} Z = & 10 & 15 & 20 \text{ шариков в кольце} \\ P_1 = & \frac{P}{2} & \frac{P}{3} & \frac{P}{4}, \end{array}$$

что можно выразить общей формулой

$$P_1 = \frac{P}{Z/5}. \qquad (480)$$

Так как $P_1 = k\,d^2$, то получается, что и $\frac{P}{Z/5} = k\,d^2$, следовательно,

$$P = 0{,}2\,Z\cdot k\,d^2\ ^{*}). \qquad (481)$$

---

[1]) Ср. C. Bach, E. u. F., 4-е изд., стр. 160 и сл., 5-е изд., стр. 172 и сл., 6-е изд., стр. 181 и сл., 7-е изд., стр. 210 и сл., 8-е изд., стр. 217 и сл.

Ур. (479) имеет силу для шариков диаметром только до ~ 25 *мм*. Для стальных шариков бо́льших диаметров допустимая нагрузка возрастает уже не пропорционально квадрату диаметра, так как хромистая сталь, применяемая для изготовления шариков, при более или менее значительных размерах их не поддается равномерной закалке во всей массе.

*) Барретт (Barrett, Proc. Inst. Automobile Engineers, vol. 6, стр. 195) предложил заменить в этой формуле d^2 на $d^{7/4}$, находя, что при этом получаются результаты более близкие

В качестве коэффициента k можно принимать:

а. до 2,5 *кг/см*² для чугунных шариков между плоскими поверхностями из того же материала (только при низком числе оборотов и редком употреблении),

b. до 100 *кг/см*² для шариков из закаленной стали, работающих на плоских, конических или цилиндрических поверхностях, изготовленных точно так же из стали,

---

к действительности. Так как теперь расчет шарикоподшипников ведется на усталость, то усложнение формулы Штрибека нецелесообразно.

Расчет размеров шариковых и роликовых подшипников связан с чрезвычайно большими трудностями, что объясняется сложностью тех явлений, которые вызывает приложенная нагрузка в отдельных частях подшипников этого рода. Опыт показал, что принимать за исходную точку расчета предел пропорциональности металла нельзя, так как для того, чтобы получить конструктивно приемлемые размеры шарикового или роликового подшипника, очень часто приходится переходить далеко за этот предел.

В свое время Герц (Hertz, „Über die Berührung fester elastischer Körper", Ges. Werke, Band 1, Leipzig, 1895) предложил метод расчета напряжений и деформаций, возникающих при действии внешних сил на соприкасающихся кривых поверхностях упругих тел. Упрощающие допущения, положенные в основу метода Герца (материалы обоих тел однородны; напряжения не превосходят предела пропорциональности; площади соприкосновения тел очень малы по сравнению с их поверхностями; все действующие силы нормальны к поверхности соприкосновения), не отвечают условиям действительной работы шариковых и роликовых подшипников. Как показали опыты с целыми комплектами подшипников, широко поставленные фирмой S. K. F. в Готенбурге (Швеция), формулы Герца не могут быть положены в основу такого метода расчета, который являлся бы общим и пригодным для всевозможных случаев нагрузки. На основании этих опытов и данных практического опыта работы шарикоподшипников, инженер завода S. K. F. Пальмгрен (Arvid Palmgren) указал излагаемый ниже способ расчета, дающий практически вполне удовлетворительные результаты. Впоследствии этот способ был несколько видоизменен Мундтом (Mundt) в его диссертации (литер. источники — см. в конце выноски).

Радиальная нагрузка. — Если считать, что материалы, из которых изготовлен шарикоподшипник, имеют предел усталости (предельное напряжение, которое может быть приложено к детали неограниченно большое число раз, не вызывая разрушения ее), то кривая долговечности подшипника должна иметь асимптоту. Существует, очевидно, и предел упругости, соотв. разрушающее напряжение, следовательно, кривая долговечности при числе перемен напряжения, равном нулю (однократная нагрузка), должна дать конечное напряжение. Если искомую кривую выразить показательной функцией, то простейшая форма последней, удовлетворяющая указанным условиям, должна представляться в виде

где
$$k = C(an + e)^x + u, \qquad (\alpha)$$

k удельная нагрузка,

C постоянная величина, характеризующая механические свойства материала,

a число напряжений, испытываемых за время одного оборота той точкой подшипника, которая подвержена наибольшим напряжениям,

n число оборотов в миллионах до достижения предела усталости,

e постоянная величина, зависящая от положения предела упругости, соотв. разрушающего напряжения,

u предел усталости,

x некоторый отрицательный показатель степени.

Это ур. может быть получено и непосредственно интегрированием ур. вида

$$\frac{dk}{d(an)} = -C_1(an + e)^m .$$

См. указанную ниже работу Мундта.

Постоянные величины C, e и u, входящие в уравнение (α), были определены из упомянутых опытов при высоких и средних нагрузках. Что касается низких нагрузок, то числа,

с. до 225 *кг/см*^{2} для шариков из закаленной стали, работающих в стальных кольцевых желобках, поперечный профиль которых очерчен по дуге окружности (радиус кривизны $\cong \frac{2}{3} d$).

Если выйти за пределы указанных значений, то возрастает вероятность появления значительных остающихся деформаций.

характеризующие при этом долговечность подшипника, получаются настолько большими, что соответствующие опыты не могли быть доведены до конца.

Для определения функции, выражающей удельную нагрузку k, Пальмгрен исходит из установленного Штрибеком ур. (481)

$$P = 0{,}2\, Z \cdot k \cdot d^2, \text{ т.-е. } k = \frac{5P}{Zd^2}, \qquad (\beta)$$

но, учитывая влияние размеров подшипника и — вероятно — числа оборотов, вводит исправленное значение k, так наз. „идеальную“ удельную нагрузку

$$k_i = k\,(1 + 0{,}0001v)\,(1 + 0{,}007d^2)\ кг/(1/8'')^2, \qquad (\gamma)$$

которое дает результаты, лучше согласующиеся с опытами. Здесь k — значение, определенное из ур. (481) Штрибека, v — число *об/мин.*, d — диам. шариков в $1/8''$.

Значение показателя x лежит вблизи $-1/3$, если предел усталости лежит настолько высоко, что им нельзя пренебречь, и вблизи — 0,3, когда этот предел лежит очень низко. В последнем случае для k_i получается выражение, несколько отличающееся от (γ), а именно

$$k_i = k\,(1 + 0{,}005\, d^2).$$

При подстановке в ур. (α) значений постоянных C, e, u, найденных из опытов, и $x = -\frac{1}{3}$, соотв. — 0,3, получаются соотношения:

a. Для первого случая $\left(x = -\frac{1}{3}\right)$

для двухрядных сферических шарикоподшипников:

$$k_i = \frac{70}{\sqrt[3]{an+5}} + 2,$$

для однорядных шарикоподшипников без бокового отверстия для закладывания шариков:

$$k_i = \frac{120}{\sqrt[3]{an+5}} + 4.$$

b. Для второго случая — соответственно:

$$k_i = \frac{60}{(an+5)^{0,3}},$$

$$k_i = \frac{100}{(an+5)^{0,3}}$$

Выражая d в *см* и принимая постоянные значения

для шариковых подшипников . . . . . $u = 12$ *кг/см*^{2},
„ роликовых „ . . . . . $u = 50$ *кг/см*^{2},
„ шар. и ролик. „ . . . . . $x = -\frac{1}{3}$
„ „ „ „ „ . . . . . $e = 5 \cdot 10^6$,
„ шариковых „ . . . . . $C = 28\,000$ *кг/см*^{2},
„ роликовых „ . . . . . $C = 100\,000$ *кг/см*^{2},

Для шариков в кольцевых желобках, радиус кривизны профиля которых составляет $\frac{2}{3}d$, Штрибек [1]) принимает

$$P_1 = 100\,d^2,$$

для шариков, заключенных между плоскими, сферическими и цилиндрическими поверхностями качения,

$$P_1 = 30\,d^2 \text{ до } 50\,d^2.$$

Мундт приходит к общим формулам:
для шариковых подшипников:

$$k = \frac{280}{\sqrt[3]{Z+5}} + 12 \quad кг/см^2,$$

для роликовых подшипников:

$$k = \frac{1000}{\sqrt[3]{Z+5}} + 50 \quad кг/см^2,$$

при чем выражения для k имеют форму, отличающуюся от предложенной Пальмгреном, и выведены им из формул Герца, исправленных на основании опытов в Лаборатории В. Т. У. в Берлине.

Число a напряжений (за один оборот) для наиболее напряженной точки подшипника, в предположении шариков высокого качества, определяется по формулам:

a. Для сферических шарикоподшипников с вращающимся внутренним кольцом:

$$a = \frac{2Z_1}{1 + \frac{r_н}{r_в}},$$

b. Для сферических и обыкновенных шарикоподшипников с вращающимся наружным кольцом:

$$a = \frac{2Z_1}{1 + \frac{r_в}{r_н}},$$

c. Для обыкновенных шарикоподшипников с вращающимся внутренним кольцом:

$$a = \frac{Z_1}{1 + \frac{r_в}{r_н}},$$

где Z_1 число шариков в одном ряду, $r_н$ — радиус поверхности соприкосновения шарика с наружным кольцом, $r_в$ — радиус поверхности соприкосновения шарика с внутренним кольцом.

Опыты показали, что приведенные выше формулы достаточно удовлетворительно согласуются с действительностью.

Осезая нагрузка. Сложная нагрузка.—Долговечность шарикового подшипника, подверженного действию осевой или сложной (т.-е. одновременному действию радиальной и осевой) нагрузки, определяется отчасти наибольшим давлением на шарик, отчасти — явлениями усталости, в этом случае отличными от тех, которые имеют место при чисто радиальной нагрузке. На основании опытов, произведенных Пальмгреном и Сундбергом, ими была установлена для случая сложной нагрузки формула

$$P = R + y\,A,$$

дающая практически достаточно точные результаты. Здесь P — фиктивная чисто-радиальная нагрузка, эквивалентная в отношении долговечности подшипника действительно приложенной

---

[1]) Ср. чрезвычайно важную статью Штрибека о шариковых подшипниках в Z. d. V. d. I., 1901, стр. 73 и сл., а также исследования Гудмэна (Goodman) в „Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers", ноябрь 1912 г.

Меньшее значение относится к тому случаю, когда в местах наибольшего давления, наряду с трением качения, имеет место и скользящее трение, большее значение — к тому случаю, когда шарики только перекатываются.

Для шариковых подшипников, особенно точно и хорошо выполненных, Штрибек считает возможным повышать указанные значения на 50%.

Для шариковых подшипников, предназначенных для длительной работы, рекомендуется брать лишь 0,5 до 0,75 значений, приведенных под лит. b и c [1]).

Коэффициент трения у шариковых подшипников в состоянии покоя приблизительно такой же, как и при движении. Он гораздо меньше, чем у подшипников скользящего трения, и при изменении нагрузки и числа оборотов, а также температуры, меняется очень незначительно *). Этот коэффициент не зависит от рода

сложной нагрузке, R — действительная радиальная нагрузка, A — действительная аксиальная нагрузка, y — эмпирический коэффициент. Значения y для различных типов шарикоподшипников колеблются в пределах от 1,2 до 4,5, в зависимости от типа (см. „Краткое руководство“ S. K. F. (1927), стр. 8).

Определение долговечности шарикоподшипника при нагрузке периодически меняющейся, как это имеет место, напр., в двигателях, см. в источниках, указанных ниже.

H. Behr und M. Gohlke, „Die Wälzlager“, Berlin, 1925 (есть русский перевод); R. Mundt, „Ermüdungsbruch und zulässige Belastung von Wälzquerlagern“ (дисс., Berlin, 1928). R. Stribeck, „Kugellager für beliebige Belastungen“, Z. d. V. d. I., 1901, стр. 73 и сл., а также стр. 1421, и 1902, стр. 1341 и сл.; H. Gärtner, „Ueber Lebensdauer von Kugellagern“, D. P. J., 1918, Heft 5; F. Symanzik, „Die Belastung der Kugellager“, Der Betrieb, 1921, Heft 18; A. Palmgren och. K. Sundberg, „Spörsmål rörande kullagrens belastningsförmåga“, Teknisk Tidskrift, Mekanik, 1919, № 4; A. Palmgren, „Note on Theoretical and Practical Method of Calculating the Carrying Capacity of Ball Bearings“, Proc. Inst. Automobile Engineers (London), 1923; A. Palmgren, „Die Lebensdauer von Kugellagern“, Z. d. V. d. I., 1924, стр. 339 и сл.; A. Palmgren, „Load-Carrying Capacity of the Single-Row Groove Type Ball-Bearing“, Journ. Soc. Automotive Engineers, (N. Y.), 1920, October; G. Karrass, „Zur Berechnung der Kugellager“, M.-Bau, 1927, Heft 13, стр. 666 и сл.; S. R. Treves, „New Constants Determined for Ball-Bearing Capacity Formula“, Automotive Industries, 1926, № 25, стр. 1014 и сл.; T. C. Delaval-Crow, „Use of Angular Contact Ball Bearings“, Machinery (N.-Y.), 1927, № 6, стр. 406 и сл.; H. Pause, „Die Anzahl der Wälzkörper in Wälzlagern ohne Füllöffnung“, W. T., 1929, Heft 4, стр. 111 и сл.; Heathcote, Proc. Inst. Automobile Engineers, 1921, стр. 591 и сл.; Goodman, статьи в Inst. Civil Engs. за 1911 и 1912 гг.; несколько статей о расчете шарикоподшипников (по большей части – несколько сокращенная перепечатка статей из Teknisk Tidskrift и Z. d. V. d. I.) помещено в Бюллетене S. K. F. за 1927 и 1928 гг. [*Ред.*].

[1]) Значение k зависит не только от материала, из которого сделаны шарики и кольца, но и от характера прилегания шариков к рабочей поверхности колец, далее — от числа оборотов, от назначения подшипника и от условий его работы. С возрастанием числа оборотов k быстро убывает. Для средних подшипников каталоги специальных фирм, изготовляющих их, дают следующие значения k:

При $n = 1$	$k = 225$	*кг/см²*,	при $n = 1000$	$k = 110$ до 115	*кг/см²*
„ $n = 100$	$k = 160$	„	„ $n = 2000$	$k = 85$ „ 90	„
„ $n = 500$	$k = 125$	„	„ $n = 3000$	$k = 60$	„

Для редко и медленно работающих подшипников допустимы более высокие значения k (для подшипников крановых крюков k до 250 *кг/см²*). В специальных случаях по вопросу о значении k рекомендуется снестись с фирмами, поставляющими подшипники. Данные о k можно найти также в работе Аренса, упомянутой ниже в выноске 2. [См. также Engineering, 1923, August 3rd, August 24th. *Ред.*].

*) О влиянии на коэффициент трения числа оборотов см. Am. Mach., 1919, March и A. W. Macaulay, „Handbook on Ball and Roller Bearings“ (London, 1924), стр. 37 и сл.

применяемой смазки, а только от твердости материала шариков и от характера прилегания их к желобкам. Слишком плотное прилегание повышает трение и делает подшипник чувствительным к перекосу. Таким образом, для шариковых подшипников необходимость в прирабатывании отпадает. Наличие в подшипнике сепаратора и скользящее трение в нем шариков (см. стр. 234) влияют иногда на коэффициент трения, в особенности — при малых нагрузках.

Штрибек [1]) опытами над радиальным шариковым подшипником, состоявшим из двух колец (диаметр окружности центров шариков 102 *мм*, диаметр цапфы 70 *мм*, $d = {}^{7}/_{8}''$, $Z = 14$), установил, что при нагрузках от 1000 до 3000 *кг*, при всех скоростях, лежащих в пределах между 65 и 780 *об/мин*, и при температурах масла между 18 и 40° С, коэффициент трения μ_1, отнесенный к окружности цапфы, соотв. к ее радиусу, изменяется весьма мало. В рассматриваемом случае он составлял от 0,0013 до 0,0017 при $k = 11$ и 5,5 *кг/см*^{2}. Лишь начиная с 1000 *кг* в сторону уменьшения нагрузки, коэффициент трения начинал возрастать (0,002 при 850 *кг* и 0,0033 при 380 *кг*), но и здесь он почти не зависел от скорости. Помимо преимущества меньшего сопротивления трения (что́ особенно сказывается при переменном числе оборотов и переменной нагрузке, а также при больших пусковых сопротивлениях), следует указать еще на следующие преимущества шарикового подшипника: ничтожный расход смазочного материала, простой уход и малая занимаемая им длина. Впрочем, в тех случаях, когда свободное место в радиальном направлении ограничено, установка шариковых подшипников может представлять известные затруднения. В некоторых случаях может являться недостатком более значительная внутренняя упругость всего комплекта шарикового подшипника, а также невозможность перегружать его в той мере, в какой это возможно в отношении подшипников скользящего трения. Конструктивная особенность шарикового подшипника, состоящая в том, что его нельзя делать разъемным (по диаметральной плоскости), часто оказывается весьма неудобной при установке таких подшипников на длинных валах. Кроме того, стоимость шариковых подшипников выше, особенно — по сравнению с более простыми конструкциями подшипников скользящего трения.

В виду всех этих соображений, прежде чем устанавливать шариковые подшипники, следует — по крайней мере в ответственных случаях — запрашивать совета фирм, поставляющих такие подшипники.

За последние десятилетия шариковые подшипники начали укореняться в общем машиностроении [2]). В особенности заслуживает упоминания фирма Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin-Borsigwalde (в дальнейшем сокращенно D. W. F.), которая, опираясь на научные труды Штрибека, впервые с успехом поставила производство шариковых подшипников и содействовала их распространению, [и S. K. F.].

Там же приведены диаграммы, показывающие зависимость коэффициента трения и от других факторов — нагрузки, смазочного материала и пр., а также кривые температуры в зависимости от числа оборотов (до $n = 24\,000$ в мин.). [*Ред.*].

[1]) Ср. Z. d. V. d. I., 1901, стр. 123.

[2]) О развитии конструкций шариковых подшипников см. Минц (Mintz), W. T., 1908, стр. 247 и сл., и Брюль (Brühl), „Die Geschichte des modernen Kugellagers“, Z. d. V. d. I., 1909, стр. 1344 и сл. См. далее, В. Боккерман (W. Bockermann), „Die Material- und Messkontrollen in der Kugel- und Kugellagerfabrik der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin“, Z. d. V. d. I., 1914, стр. 1317, и Аренс (Ahrens), „Die Kugellager und ihre Verwendung im Maschinenbau“ (4-й выпуск монографий по деталям машин под ред. C. Volk), Berlin, 1913.

В настоящее время целый ряд специальных фабрик изготовляет кольца для шариковых подшипников и самые подшипники [1]), при чем эти фирмы в большей или меньшей степени способствовали усовершенствованию конструкции и выполнения подшипников *).

Радиальные (реже называемые опорными) шариковые подшипники состоят из внутреннего и наружного колец и шариков, которые в более новых конструкциях почти всегда удерживаются на определенных расстояниях друг от друга посредством так наз. обоймы или сепаратора. При отсутствии последнего, шарики (особенно, если кольца сидят не точно центрально) набегают друг на друга, что вызывает повышение трения и нередко может привести к повреждению подшипника. Кольца шариковых подшипников изготовляются из стали **). Цилиндрические и плоские (торцевые) опорные поверхности колец, равно как их рабочие поверхности, тщательно шлифуются. Шарики лежат с обеих сторон в круговых желобках колец. Радиус кривизны профиля этих желобков должен быть равен, по Штрибеку, $\frac{2}{3}$ диаметра шариков. В последнее время радиусы кривизны кольцевых желобков уменьшают: для наружного кольца его принимают от $0{,}56\,d$ до $0{,}52\,d$, для внутреннего — от $0{,}54\,d$ до $0{,}52\,d$.

Шариковый подшипник (элемент) называют однорядным или ординарным, если он имеет только один ряд шариков, и двухрядным или двойным — при двух рядах шариков в элементе.

Если шарики вводят в желобки путем эксцентричного относительного смещения колец, то число шариков в элементе, а вместе с тем и допустимая для него нагрузка будут меньше, чем в том случае, когда шарики закладываются через особые боковые отверстия, доходящие не до самого дна желобков (ср. фиг. 638 табл. IX в тексте ***).

---

[1]) В Германии: Deutsche Kugelfabrik G. m. b. H. (в дальнейшем сокращенно D. K. F.), Leipzig-Plagwitz; Schweinfurter Präzisions-Kugellager-Werke, Fichte & Lachs (в дальнейшем сокращенно F. & S.), Schweinfurt; Erste Automatische Gussstahl-Kugelfabrik, vorm. F. Fischer (в дальнейшем сокращенно K. F.), Schweinfurt; Norma-Compagnie G. m. b. H. (в дальнейшем сокращенно Norma Co.), Cannstatt; Maschinenfabrik Rheinland, A.-G. (в дальнейшем сокращенно M. Rh. A.-G.), Düsseldorf; F. Hollmann, Wetzlar; Berliner Kugellagerfabrik, Berlin; Riebe-Werk, Berlin-Weissensee; Deutsche Gussstahlkugel- und Maschinenfabrik A.-G., vorm. Fries & Höpflinger, Schweinfurt; В Швеции: Aktiebolaget Svenska Kullagerfabriken (в дальнейшем сокращенно S. K. F.), Göteborg. [В Англии: Ransome and Marles Bearing Co., The Hoffmann Manufacturing Co., Rudge-Whitworth, Ltd. Ряд заводов в С. Ш. С. А.].

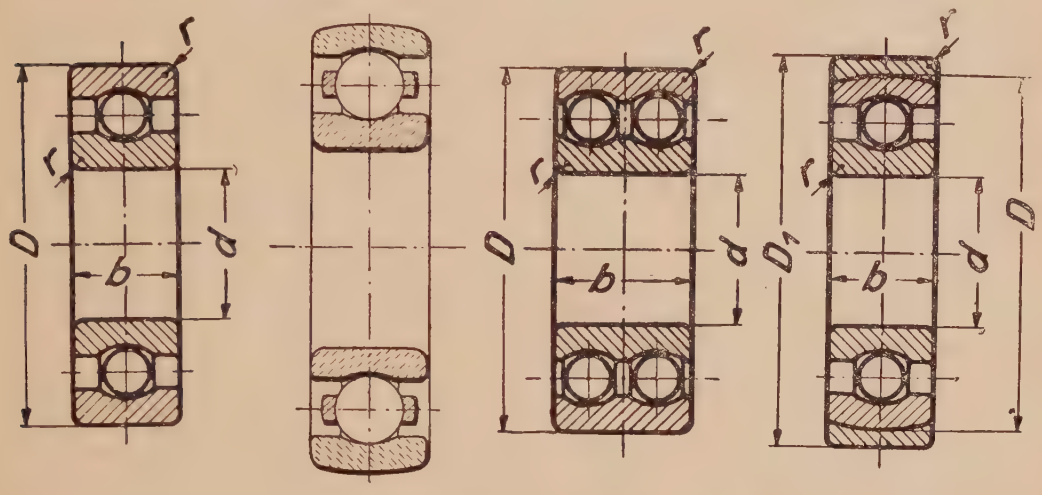
*) Подробное описание многочисленных существующих конструкций шариковых и роликовых подшипников и применений их в различных областях машиностроения см. в книге Мэколи, указанной в выноске на стр. 232, а также в работе Бера (H. Behr), „Kugel- und Rollenlager“ (Wälzlager), Berlin, 1927, в Бюллетене S. K. F. за 1927 и 1928 г. и в соответствующих периодических изданиях. [*Ред.*].

**) О материалах для изготовления шарикоподшипников см. статью Мэколи в Transactions of the Iron and Steel Institute за 1923 г. Методы обработки описаны в обстоятельной статье Скейфа (Scaife) в Engineering Production, 1921, Sept. 29th, Oct. 6th, Oct. 13th. [*Ред.*].

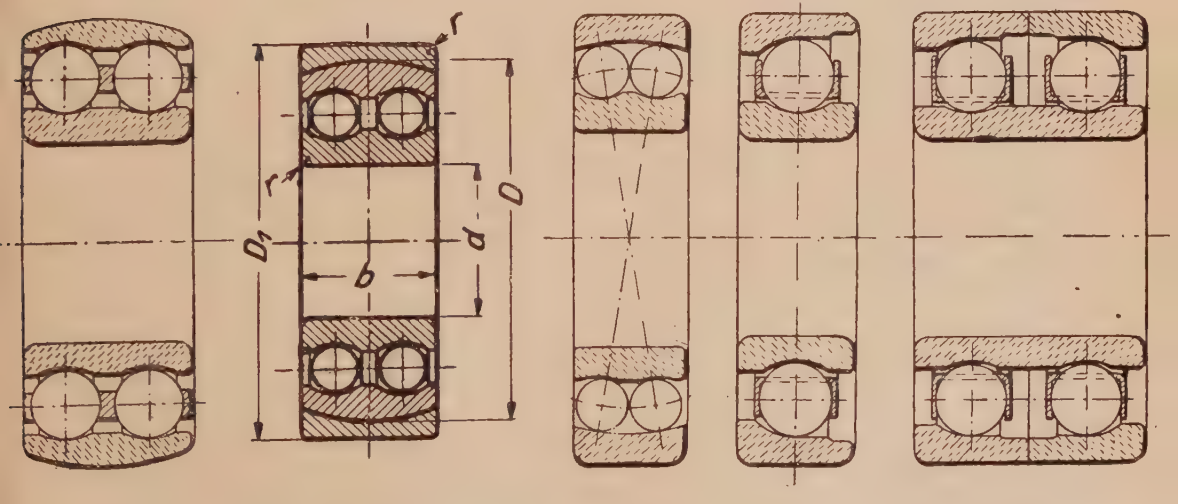
***) Это положение Баха является весьма спорным. Аналитическое исследование показывает, что радиальный шарикоподшипник без бокового отверстия для закладывания шариков и поэтому содержащий меньшее число их (в среднем $^2/_3$ того числа, которое заключают подшипники тех же размеров, но с боковым отверстием) выдерживает такую же нагрузку, как и подшипник с отверстием для закладывания шариков. Подробнее об этом см. Бюлл. S. K. F. за 1927 г., № 2, стр. 9 и сл. [*Ред.*].

Первая конструкция — с „непрерывным“ желобком — пригодна для добавочной аксиальной или эксцентричной нагрузки более, чем последняя, в особенности при высоком числе оборотов, так как под действием осевого давления шарики перестают катиться точно по дну желобков, а несколько приподнимаются, как бы взбираясь на боковые поверхности, и могут ударяться о кромки отверстия, которое служит для вкладывания их в элемент. У подшипников, не имеющих этого отверстия, уменьшение величины допускаемой в радиальном направлении нагрузки, отчасти компенсируется возможностью при этой конструкции более совершенного прилегания шариков к профилю желобков.

Фиг. 639. Фиг. 641. Фиг. 642. Фиг. 643.



Фиг. 644. Фиг. 645. Фиг. 652. Фиг. 654. Фиг. 656.



На фиг. 639 до 645 изображены однорядные и двухрядные шариковые подшипники фирм D. W. F. и S. K. F. Если не говорить о сепараторе, то такие же подшипники поставляют, в качестве нормальных, почти все специальные фабрики. Наружная поверхность наружного кольца у конструкций по фиг. 639 и 640 табл. IX

в тексте и фиг. 642 имеет форму кругового цилиндра. По желанию, кольца изготовляются также самоустанавливающимися, для чего наружную поверхность наружного кольца делают выпуклой, как показано на фиг. 641 и 644. В этом случае сидение (опорная поверхность) в корпусе подшипника также должно быть расточено сферически. Если это трудно выполнимо, то элемент имеет еще установочное кольцо, снаружи цилиндрическое, а внутри обработанное по сферической поверхности для наружного рабочего кольца (см. фиг. 641 и 644). Чтобы можно было вставить в него подшипник, в установочном кольце в направлении к средней вертикальной плоскости должна быть снята фрезеровкой, в двух диаметрально противоположных местах, часть одного из торцов, равная ширине рабочего кольца подшипника. Кольца изготовляются с отверстиями для вкладывания шариков в элемент или без них. Сепаратор, фиг. 640 и 646 табл. IX в тексте, делается цельным. Лапки *a*, фиг. 646, до введения шариков направленные перпендикулярно к плоскости сепаратора, после того как шарики заложены, загибают, образуя таким образом отдельные гнезда для шариков. Есть еще много других запатентованных конструкций сепараторов *).

На фиг. 647 табл. IX в тексте изображен подшипник (радиальный подшипник без отверстия для вкладывания шариков) с сепаратором, фирмы Norma Co.

На фиг. 648 и 649 табл. IX в тексте показаны шариковые подшипники и, в частности, сепараторы для однорядного и двойного подшипников (волнистая обойма) фирмы F. & S. Фирма изготовляет также подшипники с установочными кольцами по фиг. 643 и 645.

На фиг. 650 и 651 табл IX в тексте представлены однорядный и двойной радиальные подшипники с соответствующими сепараторами фирмы K. F. Эта фирма снабжает свои подшипники, кроме того, предохранительными крышками от пыли.

У двухрядных шариковых подшипников не всегда обеспечена равномерность распределения нагрузки на оба желобка. Даже и в том случае, когда корпус подшипника и наружная поверхность наружного кольца обработаны, согласно фиг. 644, по шаровой поверхности, или элемент снабжен специальным установочным кольцом, по фиг. 645, при быстрых переменах направления прогиба вала могут иметь место защемления, так как трение между наружным рабочим кольцом — с одной стороны и кожухом или установочным кольцом — с другой — слишком велико, чтобы возможно было быстрое самоустанавливание колец. Значительно более быструю и легкую автоматическую установку во время вращения вала допускают так наз. сферические радиальные подшипники фирмы S. K. F. (ср. фиг. 652 и фиг. 653 табл. X в тексте), у которых внутреннее кольцо снабжено двумя желобками, а рабочая поверхность наружного отшлифована по шару. Так как при этой конструкции шарики можно вкладывать без помощи специальных отверстий для этой цели, просто повернув наружное кольцо над внутренним (см. фиг. 653 табл. X в тексте), то в этих подшипниках может быть помещено большее число шариков, чем в описанных выше подшипниках с „непрерывным“ желобком. Благодаря этому, такие подшипники допускают бо́льшую нагрузку, чем это представляется на первый взгляд, если судить по слабому прилеганию рабочей поверхности наружного кольца **).

*) Конструкция обоймы имеет значение лишь при высоком числе оборотов или вибрациях вала. В большинстве случаев она для работы элемента безразлична. [*Ред.*].

**) См. последнюю выноску на стр. 234. [*Ред.*].

Шариковый подшипник фирмы Norma Co., по фиг. 654 и 655 табл. X в тексте (Schulterkugellager), состоящий из желобчатого внутреннего кольца, обоймы с шариками и наружного кольца с цилиндрической рабочей поверхностью, к которой примыкает полужелоб или „плечо“, имеет перед ранее рассмотренными обыкновенными радиальными подшипниками то преимущество, что наружное кольцо можно снять вбок (в осевом направлении) и подвергнуть отдельные части подшипника тщательной чистке. Это особенно необходимо при тех высоких числах оборотов, для которых, по данным фирмы, специально предназначается подшипник этой конструкции (подшипники осей тахометров, магнето и т. д.). Сепаратор, штампованный из тонкого листового железа, своими гнездами упруго охватывает шарики в области их полюсов вращения (ср. герм. пат. № 156 691 от 28/III 1904 г.). Сферический подшипник также несколько более доступен для чистки, чем обыкновенный радиальный подшипник. На фиг. 656 изображен двухрядный „плечевой“ шариковый подшипник фирмы Norma Co.

Что касается размеров рабочих колец и обойм (существует очень много конструкций последних), то в этом отношении мы должны сослаться на каталоги соответствующих фирм и многочисленные патентные описания.

Установку шариковых подшипников на место следует производить с большой тщательностью. Внутреннее кольцо должно плотно сидеть на оси или цапфе *), и притом тем плотнее, чем больше нагрузка и чем больше она колеблется, далее, — чем выше температура подшипника во время работы и чем мягче материал оси или цапфы. Кольца, сидящие слишком свободно, постепенно врезаются в вал. Внутреннее кольцо должно быть закреплено в боковом (аксиальном) направлении, для чего его помещают между бунтами, отрезками труб, установочными кольцами, ступицами или гайками. Последние должны быть, по возможности, предохранены от самоотвинчивания. Поверхности, фиксирующие боковое положение внутреннего кольца, должны быть отшлифованы. Наружное кольцо радиального подшипника — за исключением кольца только что упомянутых „плечевых“ подшипников, которое должно быть плотно пригнано к корпусу — получает свободную посадку. Точно так же и боковое закрепление наружного кольца у радиальных подшипников первого типа является в большей части случаев излишним, тогда как для „плечевого“ подшипника оно необходимо. Если один вал несет два или большее число шариковых подшипников, то в случае обыкновенных радиальных подшипников положение наружного кольца одного из них бывает большей частью фиксировано с торца стенкой корпуса или крышкой, всем же остальным наружным кольцам отдельных элементов должен быть дан такой боковой зазор, чтобы при неточной обработке или тепловом расширении вала шариковый подшипник не мог защемиться. У наружных колец „плечевых“ подшипников, всегда подлежащих закреплению, цилиндрическая часть желобка обеспечивает некоторую игру вала в осевом направлении. Применение клиньев, штифтов, отверстий или прорезей с целью предупредить проворачивание колец в корпусе подшипника или на валу следует признать вредным. Медленное вращение наружного кольца элемента представляется выгодным в том смысле, что при этом все время сменяются нагруженные точки рабочей поверхности.

*) Относительно пригонок для шариковых и роликовых подшипников см. нижс. выноску на стр. 239. [*Ред.*].

Если дело идет о больших скоростях, то, имея в виду центробежные силы, следует делать те части, которые вращаются вместе с шариками, по возможности легкими.

Различают следующие два вида смазки шариковых подшипников: смазку маслом посредством погружения в ванну и смазку консистентной мазью. Масляная смазка требует частого пополнения масла, если не предусмотрено устройство ванны, надежно уплотненной и не пропускающей его. При каждом пополнении возникает опасность загрязнить подшипник. С помощью густой смазки надежный и длительный эффект достигается более просто; в то же время она позволяет хорошо защитить подшипник от доступа к нему грязи. По имеющимся данным, густая смазка особенно хорошо оправдывается при высоком числе оборотов. На выбор смазочного материала решающее влияние оказывает температура подшипника во время работы, так как разжиженная смазка приобретает свойства масла.

Смазочный материал не должен содержать кислот и обнаруживать склонности к загустеванию. Точка плавления его не должна лежать слишком низко. Животные и растительные масла и жиры могут горкнуть или осмаливаться, в виду чего их приходится часто сменять. Поэтому для длительной смазки можно пользоваться только минеральными маслами или минеральными жирами. Из последних лучше всего годится, при температурах подшипника от 35 до 40°С, неотбеленный вазелин. Для более высоких температур пользуются специальными жирами, к которым при изготовлении добавляется известковое мыло с содержанием золы не более 1,5 до 2%. Обыкновенные консистентные мази непригодны, так как через короткое время они образуют корки. Точно так же нельзя рекомендовать графит *).

Проникновения пыли, песка и т. п. в корпус подшипников следует тщательно избегать. Поэтому последние следует надежно уплотнять в местах прохода вала (ср. фиг. 4 и 5 табл. 12, а также фиг. 2 и 4 табл. 18). Температура подшипника во время работы обычно не должна подниматься выше 60 или 70° С. Если можно ожидать более высоких температур, то это следует учитывать при проектировании подшипника и при его установке на место.

Установку радиальных шариковых подшипников в направляющем ролике можно видеть на фиг. 4 табл. 18 (ср. том I, стр. 645). Применение таких подшипников в сочетании с упорными шариковыми подшипниками (см. ниже) в червячных передачах изображено на фиг. 1 до 4 табл. 12 (ср. том I, стр. 553 и сл.).

В тех случаях, когда непосредственная посадка на вал (напр., трансмиссионный) внутреннего кольца невозможна, применяют подшипники с закрепительными (натяжными) втулками. У этих подшипников внутреннее кольцо жестко закрепляется на валу при помощи, напр., обточенной снаружи на конус разрезной втулки, на нарезанный конец которой навинчивается гайка (см. фиг. 2 табл. 18). Гайка должна быть предохранена от самоотвинчивания. При подобных подшипниках всегда существует опасность, что, вследствие слишком сильного затягивания втулки, геометрические оси вала и подшипника перестанут совпадать. На фиг. 1 табл. 48 изображен трансмиссионный подшипник с монтированным в нем сферическим шариковым элементом S. K. F. Корпус подшипника состоит из двух частей. Внутреннее

*) Подробнее о смазке шариковых и роликовых подшипников см. у Мэколи, стр. 67 и 103 — 106. [*Ред.*].

кольцо шарикового элемента связано с валом посредством конической разрезной втулки. Наружное кольцо может несколько смещаться в осевом направлении, но зазор здесь настолько мал, что на чертеже не виден. На фигуре показано также уплотнение, препятствующее проникновению в подшипник пыли и т. д. В корпусах, состоящих из двух частей, крышка подшипника должна опираться на его нижнюю часть, для того, чтобы при затягивании болтов крышки рабочие кольца не могли оказаться защемленными. Такие трансмиссионные подшипники изготовляются также и без закрепительной втулки. Кроме того, вместо сферических шарикоподшипников S. K. F. в них встречаются и обыкновенные радиальные подшипники с одним или двумя рядами шариков, с плоской или выпуклой наружной поверхностью наружного кольца по фиг. 639 и 642, соотв. фиг. 641 и 644, а также с установочным кольцом по фиг. 643 и 645. Нередко в одном корпусе помещают два шариковых элемента, при чем ставят их возможно дальше один от другого. Для трансмиссионных подшипников с одним шариковым элементом, особенно — при применении обыкновенных радиальных подшипников по фиг. 639 до 645, опасность защемления вследствие прогибов вала можно считать большей, чем для подшипников с двумя шариковыми элементами, которые разделены при помощи втулок. В первом случае расстояние между трансмиссионными подшипниками следует делать меньше. Корпуса трансмиссионных подшипников часто делают также цельными, с крышками, снимающимися вбок. По поводу этой конструкции, а также других способов монтажа см. каталоги упомянутых фирм.

Важные для потребителя размеры, т.-е. внутренний и наружный диаметры и ширина элемента нормализованы Германским Комитетом по Стандартизации; см. DIN 611 до 614, 622 до 624, [632, 633, 642 и др.] *).

3. Роликовые подшипники.

В роликовых подшипниках давление на опору передается роликами — цилиндрическими, коническими или бочкообразными, а в единичных случаях — и иной формы.

*) В настоящее время международная комиссия разрабатывает проекты стандартов шариковых и роликовых подшипников. В качестве таковых приняты многие серии Шведского Комитета по Стандартизации, в основу которых положены размеры подшипников, выпускаемых S. K. F. Подробнее об этом см. сообщение Шведского Комитета по Стандартизации (S. M. S.): „Internationell standard för radialkullager, radialrullager, axialkullager samt kullagertransmissionelement“ в Verkstäderna (Stockholm), 1928, № 8, стр. 189 и сл., № 10, стр. 240 и сл.

По вопросу о пригонках шариковых и роликовых подшипников и допусках для них см. J. Kirner, „Zusammenhang zwischen Kraftfluss, Wälzlager und Passung“, Maschinenbau-Betrieb, 1921/22, стр. 459 и сл.; G. Berndt, „Kugellagerpassungen“, Zschr. f. Feinmech. u. Präzision, 1924, Heft 17, стр. 193 и сл.; J. Kirner, „Die Passung der Wälzlager“, Anzeiger f. Berg-, Hütten- u. Maschinenwesen, 1924, 4. Oktober; Ragotzi, „Vorschläge des Fachnormenausschusses der Kraftfahrindustrie für die Normung der Abmasse der Kugellager-Gegenstücke“, Zschr. f. Feinmech. u. Präzision, 1925, Heft 16, стр. 173 и сл.; K. Gramenz, „Die Dinpassungen und ihre Anwendung“, 2-ое изд., 1925, стр. 118 и сл. (русск. пер. 1927 г., стр. 87 и сл.); J. Kirner, „Wälzlager-Toleranzen und Passungen“, W. T., 1927, Heft 6, стр. 165 и сл.; H. Gärtner, „Die Normung der Rollenlager“, W. T., 1927, Heft 1, стр. 8 и сл.; M. Törnebohm, „Kugellagerpassungen im Automobilbau“, M.-Bau, 1927, Heft 18, стр. 904 и сл.; Macaulay (см. выноску на стр. 232), стр. 275, и особенно J. Kirner, „Die Passung der Wälzlager“ (Stuttgart, 1925), Саввин, Н. Н. „Допуски в машиностроении“ (Л.-М. 1927). [*Ред.*].

Введем обозначения:

P_1 сила, воспринимаемая одним роликом, в *кг*,

d диаметр цилиндрического ролика, при конической форме — средний диаметр, в *см*,

l рабочая длина ролика в *см*,

k эмпирический коэффициент.

Тогда для цилиндрических, равно как и для конических роликов можно положить:

$$P_1 = k\,d\,l. \qquad (482)\ ^{1})$$

Роликовые подшипники часто применяли для медленно вращающихся и сильно нагруженных осей и валов уже и в прежнее время, учитывая то обстоятельство, что в отношении их легче разрешается проблема смазки и что их сопротивление при пуске значительно меньше, нежели в случае подшипников скользящего трения. При тщательно изготовленных и закаленных роликах из соответствующей стали, работавших в таких же втулках, нагрузку этих подшипников доводили до $k = 150$ *кг/см*^{2}.

Прежние роликовые (или катковые) подшипники страдали от того недостатка, что ролики, вследствие недостаточного направления, были склонны к перекосу и к боковому смещению, отличались высоким коэффициентом трения и быстро изнашивались [2]).

В новейших роликоподшипниках фирмы Norma Co. с короткими цилиндрическими роликами последние направляются высокими закраинами внутреннего кольца, между которыми они лежат без зазора (ср. фиг. 657 и 658 табл. X в тексте), вращаясь на болтах, образующих вместе с боковыми дисками прочный сепаратор. Это устраняет перекос роликов. Наружное кольцо, которое можно снять в любую сторону, имеет слегка сферическую шлифованную рабочую поверхность, что обеспечивает самоустанавливание — в известных границах — подшипника и более благоприятную передачу давления.

---

[1]) Относительно обычного прежде обоснования этой формулы см. статью автора в Z. d. V. d. I., 1889, стр. 476 и сл., где указывается ошибка, часто допускаемая в расчетах этого рода. Эмпирический коэффициент k составляет

$$k = \frac{2}{3}\sqrt{2\alpha\,k_1^3}, \qquad (483)$$

где

α коэффициент удлинения материала ролика,

k_1 наибольшее допустимое сжатие.

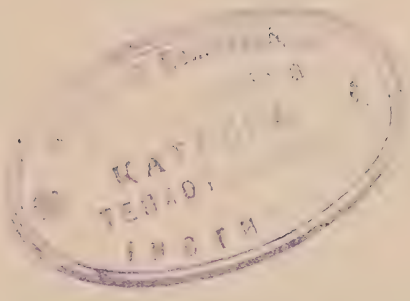
При выборе величины α следует принимать во внимание, что поперечное удлинение, связанное с сжатием ролика в направлении нагрузки, здесь частично ограничено. Вследствие этого в расчет следует вводить соответственно меньшее значение α и соответственно большее значение k_1 (ср. E. u. F., § 14). Ширина a поверхности соприкосновения между роликом и его опорой, как это выведено в указанной статье, составляет:

$$a = d\sqrt[3]{3\alpha\,\frac{P}{i\,d\,l}} = d\sqrt[3]{3\alpha k}. \qquad (484)$$

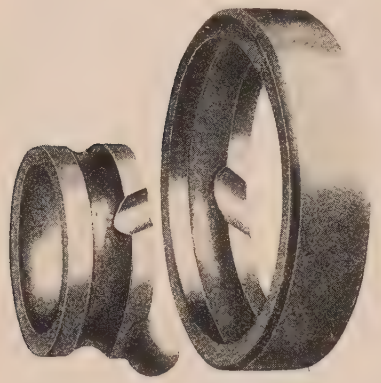
Пользуясь гартблеем, автор имел возможность привести в Z. d. V. d. I., 1894, стр. 199, наглядную фотографическую картину деформации роликов и плоских опор роликовых подшипников.

Ср. также E. u. F., 8-е изд., стр. 217 и сл.

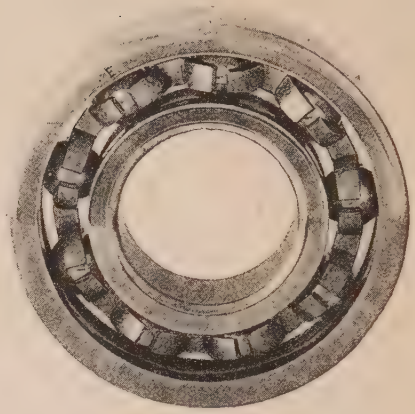
[2]) Об исследованиях Штрибека над роликовыми подшипниками прежних конструкций см. Z. d. V. d. I., 1902, стр. 1463 и сл. [См. также статьи Гудмэна в Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers, 1912, vol. 179. *Ред.*].



Фиг. 638.

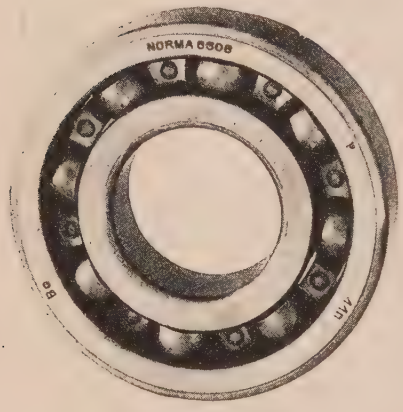


Фиг. 640.

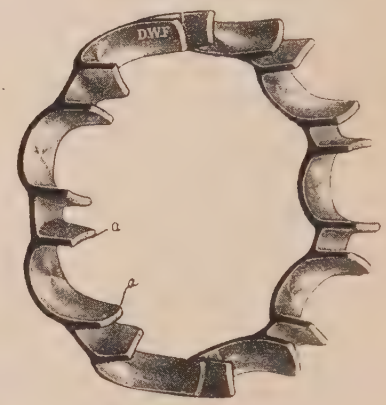


Фиг. 647.

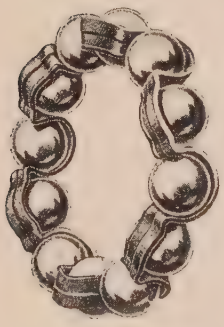
Фиг. 646.

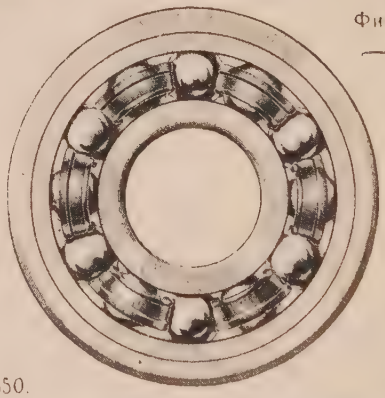


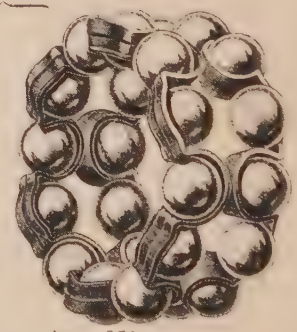
Фиг. 648.



Фиг. 649.

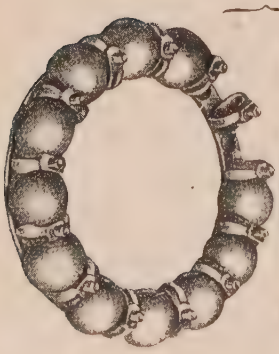


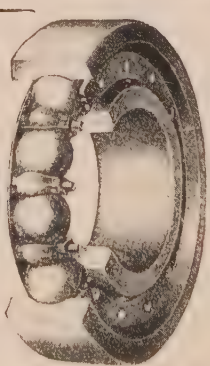


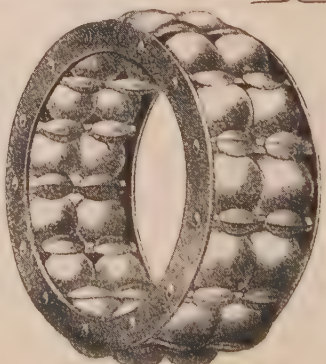


Фиг. 650.

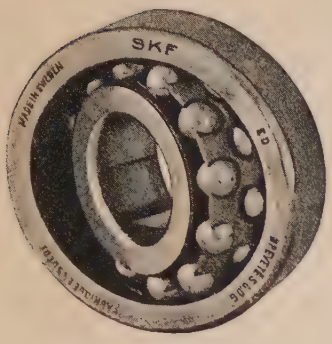
Фиг. 651.







Фиг. 653.



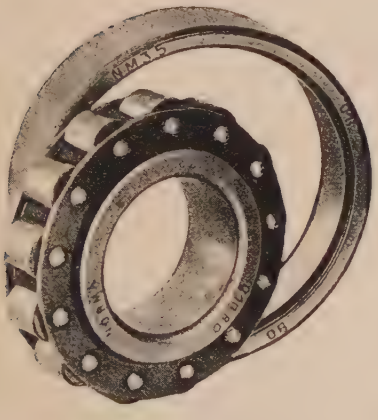
Фиг. 655.

Фиг. 674.

Фиг. 675.

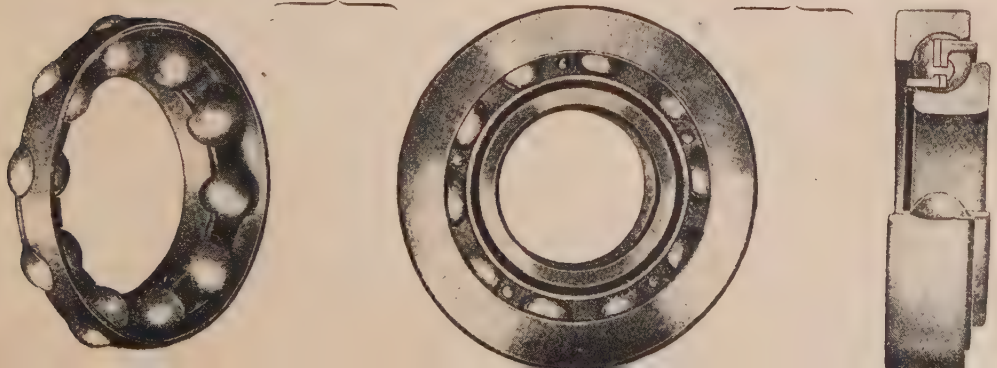
Фиг. 673.

Фиг. 658.



Фиг 683

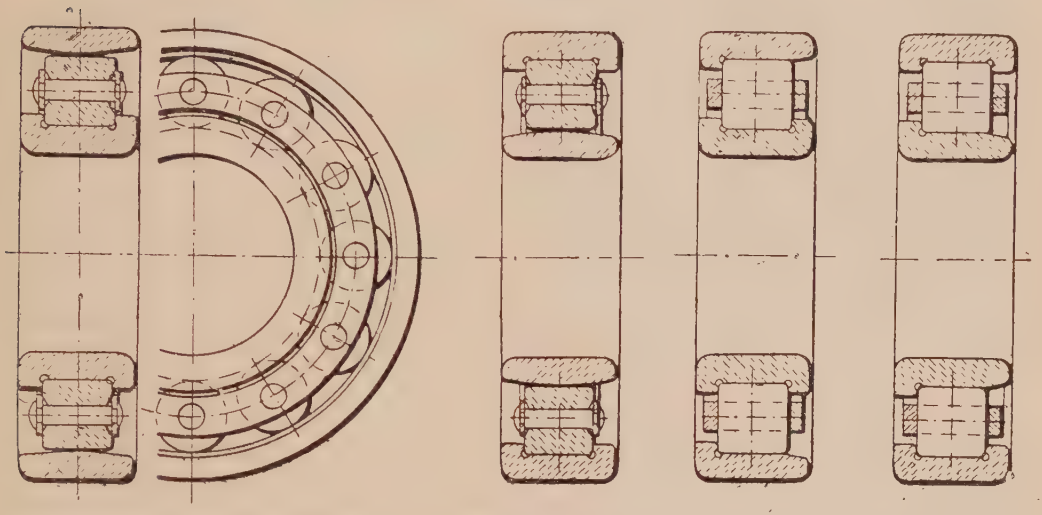
Фиг 678.



Фирма изготовляет — правда, более редко — и такие роликовые подшипники, у которых ролики направляются без зазора закраинами наружного кольца, а внутреннее кольцо имеет выпуклую рабочую поверхность (ср. фиг. 659).

Эти подшипники, представляющие собой основные формы роликовых подшипников „Norma“, являются чисто радиальными, т.-е. не могут воспринимать осевых сил. Напротив, „плечевые“ роликовые подшипники той же фирмы, имеющие на свободном кольце одну закраину или „плечо“, ср. фиг. 660 и 661 (последняя конструкция встречается реже), допускают также передачу довольно

Фиг. 657. Фиг. 659. Фиг. 660. Фиг. 661.

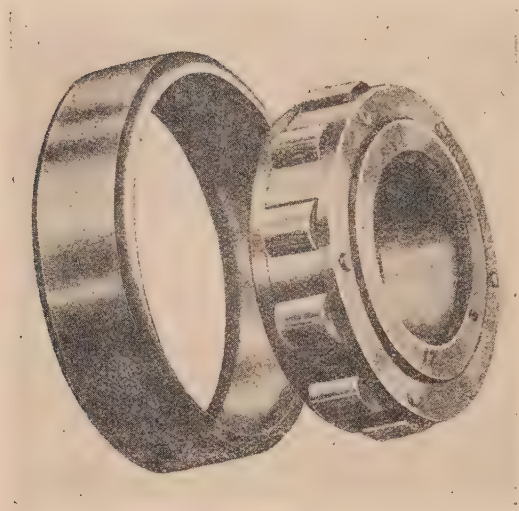


значительных аксиальных сил. По данным фирмы, эти подшипники, особенно при одновременной нагрузке роликов силами, перпендикулярно к оси, как, напр., в случае применения в железнодорожных буксах, могут воспринимать периодически действующие аксиальные давления, достигающие 30% радиального давления. Длительное, но менее значительное осевое давление переносится такими подшипниками без вреда, так как воспринимающие его поверхности сравнительно велики и хорошо смазывают при работе одна другую.

Установка роликовых подшипников этого типа в осевой буксе и в подшипнике моторного вала трамвайного вагона, в выполнении упомянутой фирмы, изображена на фиг. 1 и 2 табл. 49. Ролики этих подшипников не имеют осевого отверстия для болтов сепаратора. Роликодержатели состоят здесь из двух склепанных между собой колец (см. в особенности фиг. 2 табл. 49), одно из которых имеет цилиндрические фрезерованные выемки для помещения роликов. (Ср. также фиг. 662, по конструкции F. & S.). По сообщению фирмы Norma Co., в будущем сепараторы специальных роликовых подшипников решено изготовлять по этой конструкции. Фиг. 2 табл. 49 позволяет оценить удобство доступа к подшипнику по снятии зубчатого колеса *a*. Для предупреждения проникания пыли предусмотрено уплотнение войлоком. Кольцо *b* должно препятствовать утечке смазочного материала в мотор (ср. по этому поводу стр. 226 и сл.). В новейших конструкциях устройство против самоотвинчивания по фиг. 1 табл. 49 заменено толстыми пластинами с отогнутыми лапками, согласно фиг. 207 и 210, том I, стр. 248 и 249. В „плечевых“ роликовых

подшипниках валу можно оставить в осевом направлении довольно большую свободу перемещения, не создавая этим радиального зазора. То же относится, впрочем, и к шариковым „плечевым“ подшипникам, рассмотренным на стр. 237.

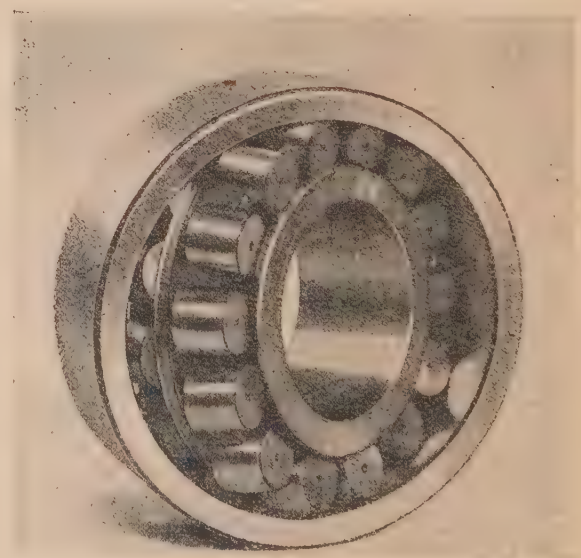
Фиг. 662.



Так называемые роликовые подшипники „с направлением“ („Führungs“-Rollenlager) упомянутой фирмы, по фиг. 2 табл. 49, фиксируют вал в обоих направлениях с помощью обода с закраиной, прикрепленного к плечевому кольцу или надвинутого на него. Во всех случаях, когда имеют место значительные осевые давления, следует устраивать сверх того упорные подшипники (см. ниже). На фиг. 5 табл. 12 (ср. том I, стр. 554) изображен „открытый“ радиальный роликовый подшипник фирмы Norma Co., соединенный с работающим в обе стороны упорным шариковым подшипником; см. также стр. 254 и сл.

Роликовые подшипники способны выдерживать значительно бóльшие нагрузки, чем шариковые радиальные подшипники. По сообщению фирмы Norma Co., их нагрузку можно безопасно доводить до полуторной величины нагрузки первых. В отношении распределения общего усилия P между отдельными роликами применимо сказанное на стр. 228 по поводу шариковых подшипников. Эволюция в области шариковых и роликовых подшипников в последнее время идет, повидимому, в том направлении, что роликовые подшипники в значительной мере вытесняют шариковые в тех областях, где последние прежде господствовали безраздельно.

Фиг. 663.

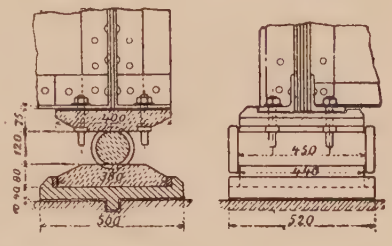


Коэффициент трения роликовых подшипников по фиг. 657 до 659 и 662, повидимому, не хуже, чем у шариковых подшипников, тогда как у „плечевых“ роликовых подшипников по фиг. 660 и 661 наблюдается некоторое повышение трения, которое, впрочем, по имеющимся данным, в случае длительных, но малых, или же более сильных, но кратких осевых давлений оказывается незначительным.

Фирма S. K. F. сравнительно недавно выпустила в продажу роликовый подшипник по фиг. 663, представляющий собой дальнейшее развитие ее сферического шарикового подшипника (ср. фиг. 652, стр. 235, и фиг. 653 табл. X в тексте). Рабочая поверхность (внутренняя) наружного кольца, как и в упомянутом подшипнике, имеет сферическую форму. Ролики, расположенные в два ряда, имеют выпуклую форму, при чем центры их шарообразных торцевых поверхностей лежат на одной окружности. Внутреннее кольцо направляет ряды роликов с помощью двух закраин, которые, как и торцевые поверхности роликов, имеют шарообразную форму. Каждый ряд роликов уложен в отдельном сепараторе. Эти подшипники часто применяются в тех случаях, когда преобладают аксиально направленные силы.

Сильно нагруженные роликовые опоры встречаются, в частности, при балках мостов. Такая опора изображена на фиг. 664 (Берлинская городская железная дорога, Бельвю). Часто для восприятия усилия применяют несколько роликов или катков [1]).

Фиг. 664.



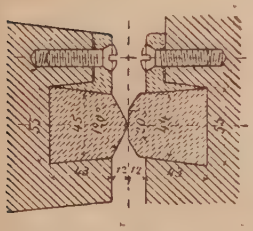
Для коэффициента k в ур. (482), стр. 240, здесь можно брать следующие значения:

a. $k =$ до 25 $кг/см^2$ для чугунных роликов на плоских плитах из чугуна, при условии достаточной твердости материала и такого выполнения, чтобы не имело места слишком значительное отклонение от сделанной при выводе ур. (482) предпосылки равномерного распределения нагрузки P по всей длине l. При большой длине роликов целесообразно вводить в расчет меньшие значения k, так как выполнение упомянутой предпосылки, при прочих равных условиях, бывает тем труднее, чем больше l. При наличии нескольких роликов, прежде всего надлежит выяснить, нужно ли ожидать равномерного или неравномерного их участия в передаче усилия. Сообразно этому и следует поступать в дальнейшем.

b. $k =$ до 60 $кг/см^2$ для стальных роликов на плоских плитах из стали (стального литья), при условии достаточной твердости материала и т. д. Замечания п. a сохраняют силу и здесь.

4. Ножевые опоры (Призмы).

Фиг. 665.



Фиг. 666.

Ножевые опоры (призмы) применяются главным образом в весах. Обычно поверхности соприкосновения состоят из закаленной стали, не отпущенной или же отпущенной лишь до соломенно-желтого цвета.

В зависимости от величины давления, воспринимаемого лезвием, угол последнего делают различным. Он лежит в пределах, примерно, между 120°, как показано на фиг. 665 (применяется при весьма больших силах и малых размахах качаний), и 45°, фиг. 666 (в более чувствительных весах). Опорой в собственном смысле (подушкой) в первом случае является плоскость, во втором — ребро двугранного

[1]) Относительно опытов над такими опорами см. Штамер (Stamer), M. ü. F., Heft 178/179, 1915.

угла, при чем половина разности углов лезвия и опоры составляет около 30°. Если призма должна воспринимать большие силы, то необходимо, кроме того, более или менее значительное скругление ее опорного ребра.

Нагрузка на погонный сантиметр длины лезвия, по возможности, не должна превышать 2000 *кг*; лучше брать ее не выше 1000 *кг* [1]). В более точных весах она падает до 1 *кг* и еще ниже *).

II. Упорные и гребенчатые подшипники, называемые также подпятниками.

1. Подшипники скользящего трения.

На фиг. 1 и 2 табл. 50 показаны два подпятника для обыкновенных приводных валов. Эти конструкции хорошо зарекомендовали себя в старых установках и при малых нагрузках применяются еще и в настоящее время.

На фиг. 1 бронзовый вкладыш подпятника представляет собой деталь полушаровидной формы, которая может автоматически устанавливаться соответственно торцевой поверхности пяты. Эта особенность является очень ценной. Регулировку в вертикальном направлении не трудно было бы осуществить, если бы она оказалась нужной, при помощи клина. В случае износа направляющей втулки, т.-е. износа в горизонтальном направлении, регулировка подпятника невозможна. Для того, чтобы сделать ее выполнимой, следовало бы заменить втулку подпятника вкладышами, из которых, по крайней мере, один был бы переставным.

Недостатками рассматриваемой конструкции и других подобных ей является трудность осуществления непрерывной подачи смазочного материала к опорной поверхности, а также легкость проникновения пыли и грязи. От этих недостатков свободна конструкция подшипника по фиг. 2 табл. 50. Вращение пяты должно

---

[1]) По поводу встречающихся иногда указаний на возможность более высокой нагрузки, например, в 3000 *кг*, автор считает нужным отметить, что по его опыту уже при 2000 *кг* (форма по фиг. 665, при чем ребро закруглено по радиусу около 1 *мм*) обычно появляются выбоины, особенно, если нагрузка действует в течение более или менее продолжительного времени. Если материал, при значительной ширине лезвия, не везде обладает одинаковой твердостью (сжимаемостью), то уже значительно раньше в отдельных местах получаются остающиеся деформации (вдавленные места). Чем значительнее уплощение (скругление) лезвия, тем выше можно принимать нагрузку, но тем более опора утрачивает преимущества, обусловленные формой лезвия, как такового.

Встречающееся в литературе и, вообще, довольно распространенное мнение, будто бы в отношении нагрузки ножевых опор законы упругости и сопротивления материалов недействительны (или кажутся недействительными), конечно, лишено всякого основания.

*) Призмы рассчитываются в предположении самого неблагоприятного случая, т.-е. когда призма опирается на подушку своими двумя концами, а нагрузка сосредоточена посредине. Подробно о ножевых опорах для весов и их расчете см. И. С. Кац, „Торговые весы, их конструкция, теория и выверка“, Одесса, 1905; G. Owens, „A Treatise on Weighing Machines“, London, 1922; E. Brauer, „Die Konstruktion der Wage“, Leipzig, 1906; а также „Техническая Энциклопедия“, т. III (1928), стр. 596.

ОСТ 252 стандартизованы профили (треугольный, грушевидный, квадратный и пятиугольный) и размеры стальных призм торговых весов. Согласно этому стандарту, обязательному с 15/VIII 1929 г., двугранный угол при лезвии составляет 60° для треугольного и грушевидного профиля и 90° - для квадратного и пятиугольного. [*Ред.*].

побуждать масло, заполняющее спиральные смазочные канавки вкладыша, двигаться в направлении стрелки. С той же целью снабжают также поверхность части вала, вращающейся во втулке, винтообразными канавками. В желобок крышки, состоящей из двух частей, закладывают плетеный пеньковый шнур или тому подобный материал для предохранения подпятника от доступа пыли.

Фиг. 1 табл. 47 изображает подпятник турбины с кольцевой пятой, конструкции завода Фойт. Внутри масляного резервуара (тарелки кольцевых вкладышей) *b*, опирающегося на промежуточный подшипник *a*, лежит плоский кольцевой вкладыш, или нижнее кольцо *c*, прикрепленное к дну резервуара при помощи винтов. На этом кольце вращается подвижный кольцевой вкладыш, или верхнее кольцо *d*, привинченное к ступице турбинного колеса *e*. Напряженное соединение колеса *e* с коническим концом вала осуществлено посредством винта *f* и гайки *g*, опирающейся на плиту *h*; оно легко разбирается, что́ необходимо для удаления или смены кольцевых вкладышей. При разборке соединения гайка *g* упирается в плиту *i*. Надлежащее положение колеса *e* относительно вала в тангенциальном направлении обеспечивается шпонкой, заложенной в шпоночные канавки конического конца вала и колеса. Винт *f* дает возможность навернуть рым, что́ бывает нужно при монтировке вала. Для установки вала и сидящих на нем частей в вертикальном положении служат кольцевые шайбы из тонкого листового железа, подкладываемые под тарелку *b*. Циркуляция масла происходит следующим образом: под действием центробежной силы, масло выступает через смазочные канавки вращающегося кольца *d* наружу, а оттуда через отверстия *k* неподвижного кольца *c* вдавливается внутрь. При подводе свежего масла избыток его переливается в промежуточный подшипник через внутренний край тарелки. Кроме того, у наружного края последней устроена еще перепускная трубка, которая открывается в маслоподводящую трубку промежуточного подшипника. Последнее устройство начинает действовать в том случае, когда масло, увлекаемое вращающимися поверхностями, под действием центробежной силы грозит подняться выше уровня верхнего отверстия перепуска. Радиальные ребра внутри резервуара *b* должны противодействовать такому движению масла. Маслоподводящая трубка открывается в низшей точке резервуара *b*, благодаря чему его можно опорожнять посредством включенного в трубку спускного крана. Кольцевые вкладыши сделаны цельными. Если бы это казалось необходимым в интересах более простого удаления их, то их можно было бы изготовить и из двух частей; в этом случае стык проходит по смазочной канавке.

В качестве материала для изготовления колец мелкозернистый плотный чугун (см. фиг. 1 табл. 47) в настоящее время предпочитают бронзе или стали, которые, в случае заедания рабочих поверхностей, обнаруживают склонность к отслаиванию. Получающиеся мелкие стружки уносятся маслом менее легко, чем порошок, образующийся при заедании чугунного кольца.

Чтобы обеспечить смазку при сильной нагрузке пяты, масло нередко подводят через особую трубку (обычно — центрально), под более или менее высоким давлением. Это давление может доходить до 35 *атм*. Подобного рода устройства применяются особенно часто в пятах водяных турбин [1]). При этом некоторые конструк-

---

[1]) Более подробные сведения об этом способе смазки, а также о пятах турбин вообще, можно найти в книге Пфарра (A. Pfarr), „Turbinen für Wasserkraftbetrieb", 2-ое изд., 1912 г.;

тора, помимо собственно опорного вкладыша (подушки) — неподвижного — помещают под пятой еще один или несколько вкладышей, которые могут вращаться. Автор не может присоединиться к высказывавшемуся в литературе взгляду, что этим будто бы уменьшается влияние числа оборотов n, а именно, что при включении одного вращающегося вкладыша число оборотов для каждой из двух поверхностей скольжения уменьшается до $^1/_2\,n$, при включении двух таких вкладышей (при этом получаются 3 поверхности скольжения) — до $^1/_3\,n$, и т. д. Скольжение будет происходить по той поверхности, для которой сопротивление скольжению меньше всего. Обратно, если по какой-либо причине сопротивление в этой поверхности возрастет, то поверхность скольжения переменится таким образом, что скольжение будет происходить только там, где теперь имеет место наименьшее сопротивление. Между тем, взгляд, упомянутый выше, исходит из молчаливой предпосылки, что сопротивление трения на каждой поверхности скольжения имеет в точности такую величину, какая является непременным условием указанного разделения скорости скольжения. По мнению автора, включение в подпятник вращающихся вкладышей может преследовать лишь цель создания резервных рабочих поверхностей, на случай, если бы в одной из них сопротивление трения возросло. Благодаря этому, становится возможным, по крайней мере, в некоторых случаях, предупредить чрезмерный нагрев и заедание подпятника.

Относительно системы напорной смазки для подпятников с переменным направлением давления см. герм. пат. № 162 256 от 11/VIII 1904 г. Всеобщей Компании Электричества в Берлине.

В случае более или менее значительных нагрузок пят и больших боковых усилий при таких скоростях, которые заставляют опасаться чрезмерного нагрева, настоятельно рекомендуется не возлагать передачу боковых усилий на подпятник, а устраивать особый промежуточный подшипник, как это показано на фиг. 1 табл. 47. Это целесообразно уже по той простой причине, что, в случае нагрева подпятника, сразу же можно установить, в каком месте следует искать неисправность.

На фиг. 6 табл. 46 изображен обычный в прежнее время, теперь же устаревший, подпятник мельничного вала („веретена“ жернова). Закаленная стальная пята вращается, опираясь на закаленный же стальной подпятник, который кругом залит свинцом и таким образом закреплен в стакане опоры. Чтобы вал можно было точно устанавливать, стакан помещен внутри коробки, четыре винта которой дают возможность переставлять его. Обычно вставная пята представляет собой симметричный двойной конус, благодаря чему, когда одна из торцевых поверхностей его совершенно износится, есть возможность, перевернув пяту, использовать другую ее торцевую поверхность. Пяту легко выколотить из вала, вгоняя клин в его отверстие a.

На фиг. 7 табл. 46 изображен более новый регулирующийся шариковый подпятник для мельничных поставов, конструкции фирмы Амме, Гизеке и Конеген (Amme, Giesecke & Konegen A.-G., Braunschweig).

В некоторых случаях, особенно тогда, когда дело идет о незначительных осевых силах, функции пяты можно возложить на установочное кольцо или пере-

---

далее, у Томана (R. Thomann), „Die Wasserturbinen“, 3-е изд., 1924 г., и у Гельпке (Gelpke), „Turbinen und Turbinenanlagen“, 1906 г.

ставной поясок. Ср. по этому поводу стр. 207, а также том I, стр. 553, где рассматривается конструкция для восприятия аксиального давления в червячной передаче.

Разделение поверхности пяты на несколько последовательных кольцевых поверхностей, применяемое в случаях высокой осевой нагрузки, приводит к гребенчатой пяте (ср. стр. 58).

На фиг. 2 табл. 48 изображен двойной гребенчатый подшипник с горизонтальной осью. Обыкновенные гребенчатые подшипники имеют тот недостаток, что зазор, вызываемый износом в аксиальном направлении, компенсировать при помощи регулировочных приспособлений не удается. Поэтому, если на вал действуют силы переменного осевого направления, то вал перемещается взад и вперед — плавно или толчками, в зависимости от условий работы. Если, например, оба вала *2* и *3* на фиг. 667 приводятся от вала *1*, то последний не будет испытывать аксиального давления, если обе пары зубчатых колес, предполагаемые точно одинаковыми, передают и одинаковое усилие. Напротив, если сопротивление, преодолеваемое колесом, сидящим на валу *2*, больше того, которое приходится преодолевать колесу на валу *3*, то вал *1* будет испытывать равнодействующее давление, направленное влево. Если же последнее сопротивление больше первого, то изменится и направление осевого давления на вал *1*. Если теперь предположить, что нагрузка валов *2* и *3* меняется, то в результате вал *1* должен двигаться взад и вперед. При значительном износе гребенчатого подшипника вала *1* и быстрых и сильных колебаниях нагрузки валов *2* и *3* вызываемые этим толчки могут весьма вредно влиять не только на валы, колеса и подшипники, но и на весь фундамент. Этому обстоятельству обязана своим появлением конструкция подшипника по фиг. 2 табл. 48. Инженер Вюльфельского завода Энсруд спроектировал и выполнил ее, чтобы заменить ею обыкновенные гребенчатые подшипники в приводе, в высокой степени обладавшем указанным недостатком. Как показывает чертеж, вал имеет две гребенчатые цапфы, прилегающие к подшипникам лишь наружными поверхностями своих кольцеобразных выступов. Зазор, образовавшийся вследствие износа, можно устранить, сблизив между собой при помощи двух тяг *b* оба подшипника, аксиально направляемые шпонками *a*.

Фиг. 667.

Нижней части гребенчатых подшипников придана здесь форма масляных резервуаров, благодаря чему гребенчатые пяты до половины погружены в масло. Этим достигается весьма совершенная смазка. При таком устройстве осевое давление должно восприниматься одним только верхним вкладышем [1]). Боковые сальники предупреждают выход масла наружу.

Таким образом, эти гребенчатые подшипники предназначены только для восприятия аксиального давления; радиальные усилия передаются обыкновенным подшипником *b* на фундаментную плиту.

---

[1]) Гребенчатый подшипник, у которого вкладыш, в целях регулирования, сделан разъемным, см., напр., в герм. пат. № 304814 от 19/XII 1915 г. фирмы Браун, Бовери и К⁰ в Бадене, Швейцария.

Вся эта конструкция обходится довольно дорого, но весьма интересна в принципиальном отношении.

На фиг. 3 табл. 49 изображен гребенчатый подшипник с кольцевой смазкой, выполненный заводом BAMAG. В отношении деталей устройства ссылаемся на чертеж и на сказанное на стр. 204. Интерес представляют отверстия для стока отработавшего масла, начинающиеся в самых низких точках вкладыша.

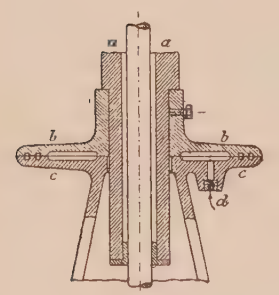
Вюльфельский завод применяет конструкцию, изображенную на фиг. 2 табл. 40, также и в качестве подпятника, помещая посредине подшипника еще неподвижный бунт, воспринимающий осевое давление; на этот бунт надевается смазочное кольцо.

О недостатках опор для гребенчатых цапф уже было упомянуто на стр. 58 и 59, о затруднениях, связанных с устройством рациональной смазки пят, на стр. 32. О последних свидетельствуют уже многочисленные попытки улучшить смазку. Ср., напр., герм. пат. № 283 986 от 1/VI 1912 г. фирмы Эшер, Висс и К⁰ (Maschinenfabrik A.-G. Escher, Wyss & Co., Zürich).

Трудность задачи заставить более или менее значительное число гребней вала оказывать одинаковое и равномерное давление на опорные поверхности подшипника привела к тому, что для каждой из этих поверхностей стали устраивать приспособление для независимой регулировки („нажимные бугеля“ судовых валов). Впрочем, эти конструкции решительного успеха не имели. Поэтому общая тенденция направлена к тому, чтобы по возможности уменьшить число гребней. Ср., напр., гребенчатый подшипник, над которым Лаше производил свои опыты, упомянутые на стр. 33.

Чувствительность сильно нагруженных пят, а также неудовлетворительность гребенчатых цапф, связанная с самой их природой, привели к применению при высоких числах оборотов разгружающих устройств, из которых упомянем „гидравлическую пяту“ Жирара (Girard), фиг. 668. Турбинный вал a несет внизу диск b, который при своем вращении скользит по другому, неподвижному диску c. Через отверстие d в пространство между обоими дисками поступает под давлением вода. Бóльшая часть ее будет вытекать по наружной, меньшая — по внутренней периферии дисков. Если сообщить жидкости, как это имел в виду Жирар, настолько большое давление, чтобы соприкосновение металла обоих дисков b и c везде прекратилось, то трение уменьшится и сведется лишь к взаимному трению частиц жидкости, следовательно, работа трения цапфы очень значительно упадет, а одновременно отпадут и связанные с этим затруднения. С другой стороны, при этом получается, конечно, значительная затрата механической работы, соответствующая энергии, заключенной в израсходованной напорной воде, или той работе, которую необходимо затратить, чтобы сообщить воде эту энергию. С целью уменьшить эту потерю работы, в наружной части дисков проточены канавки (лабиринтное уплотнение). В действительности ими достигается как раз противоположный эффект, что́ автор в последний раз доказывал в Z. d. V. d. I., 1891, стр. 474 и сл.; ср. также Отдел пятый, В. Жирар, конечно, был настолько осторожен, что, помимо этой гидравлической пяты в низовой воде, устроил и обычную пяту в верховой воде, благо-

Фиг. 668.



даря чему в рассматриваемой конструкции в действительности речь идет не о замене последней пяты, а лишь о ее разгрузке. Эту разгрузку, введенную Жираром уже в шестидесятых годах прошлого столетия (Comptes rendus, 1862, стр. 926 и сл.; Girard, „Utilisation de la force vive de l'eau", Paris, 1863; Lacroix, „Etudes sur l'exposition de 1867", 3 série), через некоторое время перестали применять в турбиностроении, но впоследствии снова вернулись к ней в конструкциях центробежных насосов. При этом в напорном пространстве насоса помещают на валу разгружающий диск, который под давлением воды автоматически устанавливается так, что происходит уравнивание давлений; ср., напр., „Taschenbuch der Hütte", 23-е изд., 1919 г., том 2, стр. 568 и 569. При этой конструкции мирятся с потерей напорной воды, а для безопасности, помимо разгружающего устройства, делают еще подпятник с одним бунтом или гребенчатый.

В последнее время эта конструкция усовершенствована Лавачеком (Lawaczek), который пользуется, в качестве напорной жидкости, маслом, применяемым для смазки подшипника, при чем необходимое давление создается самой пятой. Возможность такой конструкции уясняется, напр., из рассмотрения фиг. 549, стр. 7. Просверливая вкладыш у *B*, фиг. 546, стр. 7, можно отсюда отвести под давлением масло, увлекаемое цапфой при ее вращении. Относительно конструкций Лавачека и фирмы Вейзе (Weise Söhne, Halle a. S.) см. герм. пат. № 301 577 и 308 392 от 27/XI 1915 г., № 302 340 от 17/X 1916 г., а также № 323 470 от 28/VI 1916 г. [1]). Здесь также неизбежна известная потеря напорной жидкости, хотя мерами, указанными Лавачеком, ее возможно уменьшить. Совершенно устранить ее можно лишь в том случае, если отказаться от автоматического регулирования разгружающего устройства и удовольствоваться компенсированием известной доли аксиального давления; ср., напр., герм. пат. Лавачека № 300 379 от 31/VII 1910 г. и № 301 114 от 27/V 1913 г. [2]).

Совершенно другое средство для достижения чисто жидкостного трения заключается в придании поверхностям пят такой формы, чтобы масло, вследствие прилипания к вращающейся пяте и вследствие своей вязкости, как бы втягивалось в пространство между поверхностями скольжения, подобно тому, как это было пояснено фиг. 550, стр. 8, для горизонтальной цапфы. Для пяты простейшая форма поверхностей скольжения, достигающая цели, изображена на фиг. 567, стр. 32. Такая пята работает в нормальном подпятнике, напр., в изображенном на фиг. 1 табл. 47.

В других конструкциях неподвижный кольцевой вкладыш подпятника разложен на несколько подвижных, независимых одна от другой, скользящих колодок. На фиг. 2 табл. 47 и фиг. 3 табл. 48 изображены две такие конструкции фирмы Фр. Крупп, Верфь „Германия", служащие опорами судовых валов и поэтому приспособленные

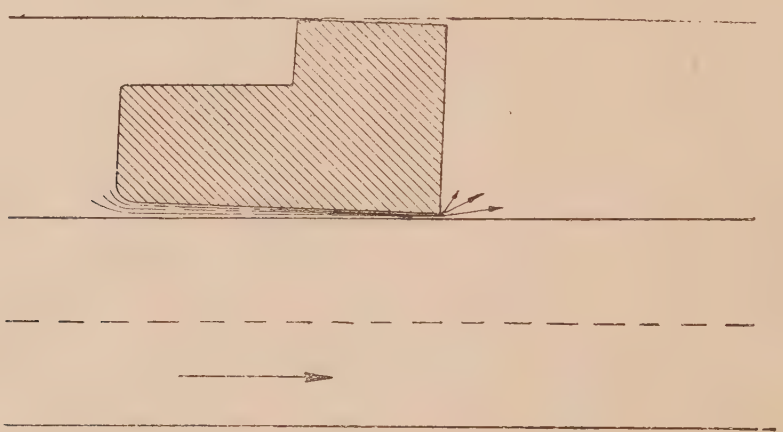
---

[1]) Подробнее относительно идеи использовать вращающуюся цапфу как насос, см. Gümbel, „Die Flüssigkeitsschubkraftmaschine", Z. f. d. g. T., 1914, стр. 357 и сл.

[2]) В разгружающих устройствах с автоматической регулировкой, т.-е. таких, которые переменному осевому давлению противопоставляют переменное же противодавление, при известных условиях могут возникать колебания всего вала в направлении его оси. На эту возможность надлежит обращать должное внимание. В подобных случаях прибегают к устройствам для заглушения (амортизирования) колебаний, в виде фрикционных сопротивлений, масляных тормазов (катарактов) или масляных подушек, подобных упомянутым на стр. 206 для поперечных колебаний.

для переменного направления вращения и давления. Чтобы указать на самые существенные особенности этих конструкций, обратимся к табл. 47. Бунт a вала передает аксиальное давление, в зависимости от направления хода судна, на одно из двух упорных колец, каждое из которых состоит из 16 колодок b_1, соотв. b_2. Задняя сторона каждой из этих колодок имеет такую форму, что может несколько поворачиваться около радиально направленной кромки. Поворачивание колодки происходит всякий раз, как скорость бунта a достигает такой величины, что между ним и колодкой образуется масляная подушка, — при условии, что равнодействующая давления жидкости дает некоторый момент относительно этой кромки (оси поворота). При таком косом положении колодки образуется клиновидное пространство, в которое вдавливается масло, сцепленное, в силу своей вязкости, с цапфой; в преувеличенном масштабе это показано на фиг. 669 [1]). Чтобы облегчить маслу проникание между поверхностями скольжения, входная кромка колодки тщательно скруглена.

Фиг. 669.



Поскольку этими мерами достигается чисто жидкостное трение — предпосылкой для этого является в высшей степени тщательная и одинаковая обработка колодок, соединяемых в кольцо, — нагрузку можно доводить значительно выше, чем у обыкновенных упорных подшипников. Благодаря этому является возможность обходиться одним кольцом, вместо применявшихся до сих пор по необходимости многих колец [2]).

[1]) В действительности, перекос настолько большой, как на чертеже, вообще невозможен, что́ сразу видно из рассмотрения конструкции по табл. 47. Расчеты гидродинамической теории трения дают для угла, под которым автоматически устанавливается поверхность подвижной колодки, весьма малую величину. Подробнее об этом см. работы Гюмбеля, упомянутые в томе I, стр. 571, в особенности в J. d. Sch. G., 1917, упомянутую в следующей выноске работу Митчеля (Michell), упомянутые на стр. 33 работы Фрейденрейха, далее, Кухарского (Kucharski), „Zur Theorie moderner Drucklager", Z. f. d. g. T., 1916, стр. 297 и сл.

[2]) Этим объясняется происхождение термина „однодисковые упорные подшипники (подпятники)", которым иногда пользуются для обозначения подшипников такой конструкции. Часто встречается также название „упорные подшипники Митчеля", по имени австралийца Митчеля, который первый взял патент на подшипник этого типа (брит. пат. № 875 от 16/I 1905 г.) с колодкой, подпертой позади центра тяжести рабочей по-

Вал, изображенный на фиг. 2 табл. 47, с обеих сторон от бунта a опирается на два подшипника. Бунт погружен в масло, наполняющее корпус подшипника, и при вращении вала увлекает масло кверху, откуда оно забирается съемным приспособлением c и направляется на колодки, а также и в опорные подшипники. Таким образом, бунт служит одновременно и неподвижным смазочным кольцом [1]).

Подшипник по фиг. 3 табл. 48 снабжен смазкой под давлением. Масло нагнетается в кольцевое пространство c в середине подшипника и оттуда по четырем продольным канавкам d выходит к торцевым сторонам, где расположены оба упорных кольца, каждое с 14 колодками. Соответственно этому вал имеет два бунта, из которых в зависимости от направления вращения вала работает либо один, либо другой. После того, как масло смазало поверхности скольжения, оно отбрасывается бунтами и собирается в камере в нижней части подшипника, откуда затем поступает в циркуляционный насос.

Подобного рода подшипники Верфи „Германия“, согласно полученному автором сообщению этой фирмы, хорошо зарекомендовали себя во время войны на подводных лодках в условиях длительной работы. Подшипник для вала диаметром 250 *мм*, с диам. кольца 290/450 *мм* и 12 колодками, испытывался нагрузкой

верхности. Он же, продолжая работы Рейнольдса и Зоммерфельда (ср. стр. 10), первый математически разработал теорию упорного подшипника (подпятника) по законам гидродинамической теории трения (Michell, „The lubrication of plane surfaces“, Z. f. M. u. Ph., том 52, 1905). Сведения о таких подшипниках, построенных по предложениям Мичеля, можно найти в D. P. J., 1916, стр. 95; 1918, стр. 4; в статье Гофмана (M. Hoffmann), „Das Drucklager der Schiffsmaschine“, D. P. J., 1919, стр. 115 и сл., с поправкой 1920, стр. 211, касающейся коэффициента трения. Для подшипника конструкции, аналогичной той, которая изображена на фиг. 3 табл. 48 ($d_1 = 240$ *мм*, $d_2 = 370$ *мм*, $n = 410$, $P = 24\,000$ *кг*, чему соответствует $k = 82{,}1$ *кг/см²* и $v = 6{,}6$ *м/сек*), коэффициент трения получился равным $\mu = 0{,}0042$. В Америке упрочилось название „упорный подшипник (подпятник) Кингсбери“ [Kingsbury thrust-bearing]; ср. D. P. J., 1913, стр. 745, и „Mitteilungen“ Баннера (Banner) в J. d. Sch. G., 1916, стр. 506 и сл.]. Сжатое изложение теории Мичеля см. T. E. Stanton, „Friction“ (London, 1923), стр. 110 и сл. Очень сложные расчеты Мичеля упростил Гюмбель (Z. f. d. g. T., 1918, стр. 215), который принимает, что давление в направлении, перпендикулярном к направлению движения, распределяется по синусоиде, тогда как в направлении движения сохраняется та же форма линии давления, как при бесконечно-длинном вкладыше. См. также Stodola, „Dampf- und Gas-Turbinen“, 6-ое изд., 1924, стр. 399—424, и статью Крафта (E. A. Kraft, „Neuere Spurlager“) в M.-Bau, 1928, Heft 8, стр. 357 и сл., в которой описаны новейшие конструкции упорных подшипников, сконструированных по принципу Мичеля, и даны некоторые указания о допускаемой удельной нагрузке, выборе материалов, смазки и пр. Опыты, произведенные Westinghouse Co., показали, что для подшипников этого рода при средней скорости скольжения $v = 17$ *м/сек* удельное давление до $k = 70$ *кг/см²* является совершенно безопасным и при длительной работе; впрочем, также при $k = 500$ *кг/см²* никаких повреждений обнаружено не было. Только при $k = 750$ *кг/см²* испытания пришлось прекратить вследствие выплавки баббита. См. H. A. S. Howarth, „The Kingsbury Thrust Bearing“, отд. оттиск из Electric Journal, Pittsburgh (изд. A. Kingsbury), стр. 7; Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., vol. 41, стр. 685 и сл.; Engineering, 1926, стр. 437 и сл.

[Относительно подпятника Рейста (Reist), основанного на другом принципе (применение нескольких рядов спиральных пружин в комбинации с кольцами), см., напр., Kimball and Barr, „Elements of Machine Design“, 2-ое изд., 1923, стр. 151 и сл. *Ред.*].

[1]) Конструкция с свободными смазочными кольцами, при чем колодки лежат в особых карманах, наполняемых при помощи этих колец маслом, защищена герм. пат. № 319 066 от 9/IV 1918 г. фирмы Браун, Бовери и К°.

осевым давлением в пределах от 6000 до 30 000 *кг* (отнесенное к поверхности скольжения упомянутых колодок $k = 7{,}5$ до $37{,}5$ *кг/см*^{2}) и при числе оборотов до 1200 в минуту ($v = 23{,}6$ *м/сек*). Во время шестидневной пробной работы при осевом давлении в 30 000 *кг* установить измерениями какой-либо износ колодок не удалось. После этого число колодок было уменьшено до шести, затем до трех, чему соответствовало $k = 75$ и 150 *кг/см*^{2}. За время трехчасовой работы с каждым из этих чисел колодок ($n = 400$, $v = 7{,}8$ *м/сек*) никаких недостатков обнаружено не было.

Против подшипников с подвижными самоустанавливающимися колодками часто возражают, что требование равномерного распределения нагрузки на все рабочие поверхности выполнимо лишь при условии точнейшей пригонки и что поддержание такого состояния во время работы требует особых регулировочных приспособлений для каждой отдельной колодки. Действительно, некоторые из источников, указанных в выноске на стр. 250, в описаниях выполненных конструкций указывают на детали устройства, имеющие целью такую регулировку колодок. Чтобы обойти заключающееся в этом затруднение, некоторые изобретатели отказались от возможности поворота колодки около одной из кромок, а вместо этого делают ее упруго податливой; благодаря этому под давлением смазочного материала она немного прогибается, при чем ее рабочая поверхность устанавливается в то же положение, как и при повороте (ср. герм. пат. № 298 113 от 14/VI 1916 г. фирмы Фойт, № 311 783 от 26/IV 1917 г. Фульпиуса — E. Fulpius — в Женеве, № 314 976 от 17/XII 1918 г. Келлера — H. Keller — в Цюрихе).

Другие конструктора самые колодки закрепляют жестко, но создают для них подвижную опору на податливой подушке, чтобы этим компенсировать незначительные различия в размерах; см. герм. пат. № 309 656 от 4/V 1916 г. завода „Вулкан“, № 310 358 от 27/I 1914 г. и № 317 017 от 24/IV 1915 г. фирмы Браун, Бовери и К^0; далее, — сообщение об упорном подшипнике конструкции Уингфильда (Wingfield) в Z. d. V. d. I., 1921, стр. 16.

2. Шариковые упорные подшипники и шариковые подпятники.

В этих подшипниках давление, действующее в направлении оси, воспринимается шариками.

В противоположность радиальным шариковым подшипникам, шарики упорного шарикоподшипника (и шарикового подпятника), при условии точного изготовления и центральной нагрузки вала, все нагружены одинаково сильно.

Следовательно, если допустимая нагрузка шарика $P_1 = k \cdot d^2$, то при Z шариках допустимая нагрузка упорного шарикового подшипника будет составлять

$$P = Z \cdot k \cdot d^2.$$

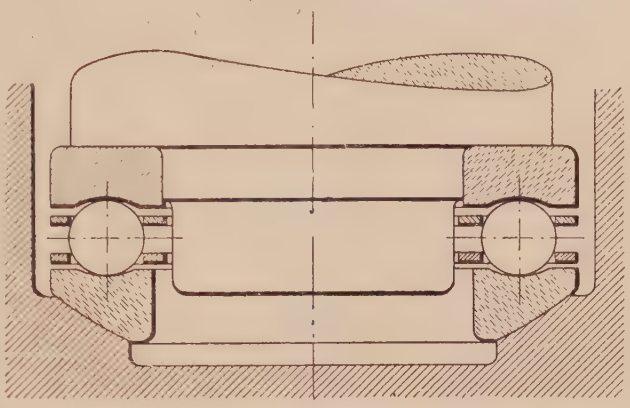
При выборе значения k следует иметь в виду, что не всегда можно быть уверенным в выполнении указанных условий. Поэтому для упорных шариковых подшипников значение k принимают меньше, чем для радиальных, и притом тем меньше, чем выше число оборотов. Из каталогов и проспектов фирм, изготовляющих такие подшипники, можно вывести для средних подшипников следующие значения k:

при $n = 1$	$k = 200$ *кг/см*^{2},	при $n = 1000$	$k = 30$ *кг/см*^{2},
„ $n = 100$	$k = 65$ „	„ $n = 2000$	$k = 20$ „
„ $n = 500$	$k = 40$ „	„ $n = 3000$	$k = 16$ „

В остальном также и здесь сохраняет силу то, что было сказано выше относительно значений k при рассмотрении радиальных подшипников [1]).

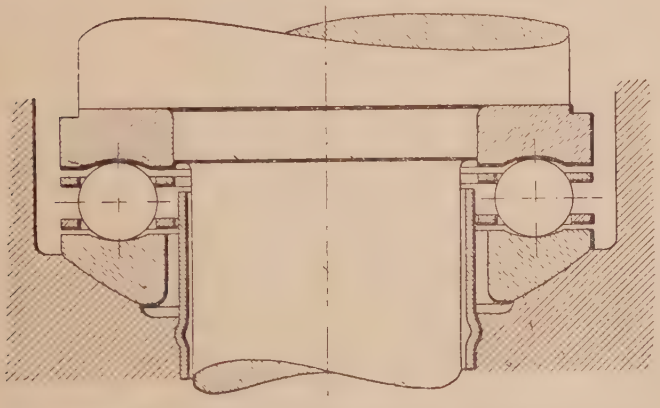
Простые упорные шариковые подшипники (называемые также осевыми шарикоподшипниками) состоят из двух колец с круговыми желобками для шариков и из сепаратора (обоймы); см., напр., конструкции D. W. F., фиг. 670 и 671. Радиус желобков принимают равным, примерно, $0{,}6d$ (d — диаметр шарика) и притом одинаковым для обоих желобков.

Фиг. 670.



Одно из двух рабочих колец такого подшипника, — напр., для вертикальных валов (фиг. 670 и 671), то, которое запрессовано на валу и вращается вместе с ним, — имеет плоскую, а другое, неподвижное кольцо — шлифованную сферическую опорную поверхность; такая конструкция обеспечивает возможность параллельной установки рабочих поверхностей обоих колец, а вместе с тем и равномерное распределение нагрузки между всеми шариками. Для помещения этого кольца в корпусе подшипника должна быть выточена шаровая поверхность соответствующего радиуса. Так как это связано с затруднениями, в особенности в случае более или менее крупных подшипников, то применяют также особые подкладные плиты (подушки) по фиг. 7 табл. 46 и фиг. 4 табл. 49 [2]).

Фиг. 671.



При вертикальных валах, проходящих сквозь подшипник вниз, фирма D. W. F. устраивает трубу, которая должна задерживать масло; ср. фиг. 671 и 672. Для удерживания вместе отдельных частей подшипника фирма делает колпаки, штампуя их из листовой стали; см. фиг. 7 табл. 46.

Шариковый подпятник с двумя рядами шариков, конструкции этой же фирмы, показан на фиг. 672, ср. также герм. пат. № 271 031 от 21/X 1912 г. Интересно

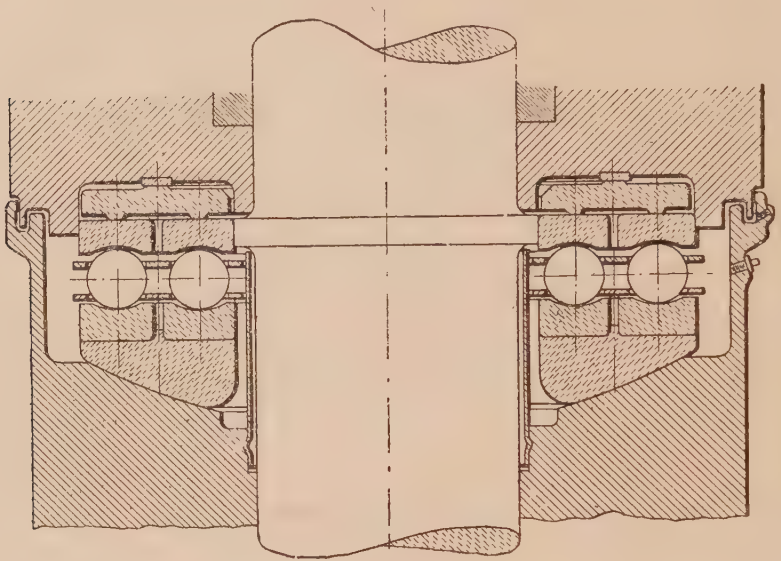
[1]) Ср. стр. 228 и сл.

[2]) Подшипник, изображенный на этой таблице, конструкции завода Сименс-Шуккерт в Берлине, представляет собой упорный шариковый подшипник, соединенный с направляющим подшипником; он сконструирован для смазки при помощи масляной ванны, с поверхностями скольжения, расположенными ниже уровня масла, и предназначен для динамо постоянного тока с вертикальным валом. Число оборотов $n = 175$; в качестве нагрузки упорного шарикового подшипника, фирма указывает около 3000 *кг*.

распределение давления между отдельными рядами шариков. Согласно герм. пат. № 246 355 от 15/I 1911 г. фирма D. W. F. помещает один под другим два шариковых подпятника с распределителями давления на подобие коромысла весов [1]).

Сепаратор подпятника фирмы D. W. F. составлен из двух склепанных вместе латунных или стальных пластинок. Обойма фирмы F. & S. для более или менее крупных подшипников изображена на фиг 673 табл. X в тексте; для малых под-

Фиг. 672.



шипников фирма изготовляет обойму из сплошного кольца, в котором выфрезерованы окна для шариков. Сепараторы фирм S. K. F. и Norma Co. изображены на фиг. 674 и 675 табл. X в тексте.

Относительно других сепараторов для упорных шариковых подшипников и для подпятников мы должны сослаться на каталоги фирм, которые изготовляют их, и на многочисленные патентные описания. Следует заметить, что число различных форм сепараторов очень велико.

В тех случаях, когда сила, воспринимаемая подшипником, имеет еще и составляющую, перпендикулярную к оси цапфы или вала, упорные подшипники или подпятники надлежит комбинировать с опорными подшипниками, как это показано на фиг. 1 и 2 табл. 11 (том I) — для горизонтальных и на фиг. 7 табл. 46, а также на фиг. 4 табл. 49 — для вертикальных валов. Опорные подшипники конструируют в этих случаях, как подшипники скользящего трения с кольцевой, соотв. циркуляционной смазкой. На фиг. 2 и 3 табл. 12, том I, показаны шариковые опорные подшипники.

На фиг. 676 и 677 изображены изготовляемые фирмой Norma Co. шариковые и роликовые радиальные подшипники, соединенные с простым упорным шарикоподшипником.

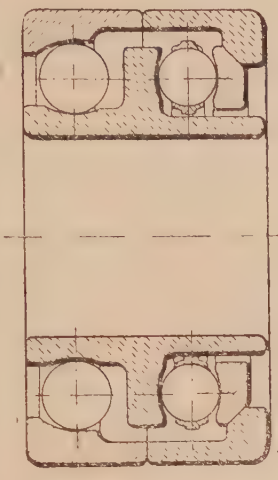
---

[1]) Ср. также герм. патент № 274 401 от 21/IV 1911 г. фирмы S. K. F. См., далее, D. P. J., 1913, стр. 475 и сл., а также статью Шоха (Schoch), „Über die Anordnung grosser Stützkugellager für vertikalachsige Wasserturbinen in der Schweiz", Schweiz. Bauzeitung, том 66, 1915, стр. 203, и Z. d. V. d. I., 1915, стр. 1002.

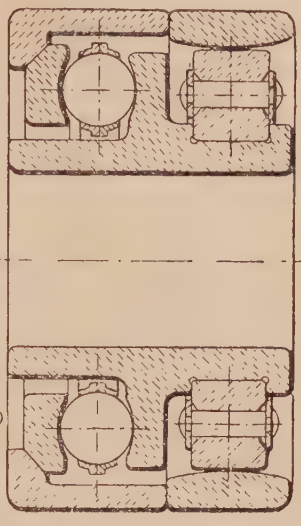
Фирма Kugelfabrik Fischer рекомендует для сил, направленных наклонно к оси цапфы, косой шариковый подшипник по фиг. 678 табл. X в тексте [1]).

В тех случаях, когда осевые силы меняют свое направление, следует применять упорные подшипники двойные („двойного действия", двусторонние), напр., по табл. 12, том I, фиг. 1 (конструкция D.W.F.), фиг. 4 (конструкция F.&S.) и фиг. 5 конструкция Norma Co.). В последней конструкции упорный подшипник соединен с роликовым опорным подшипником. (Ср. также том I, стр. 553 и сл.).

Фиг. 676.

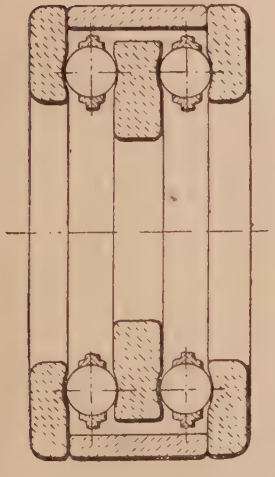


Фиг. 677.

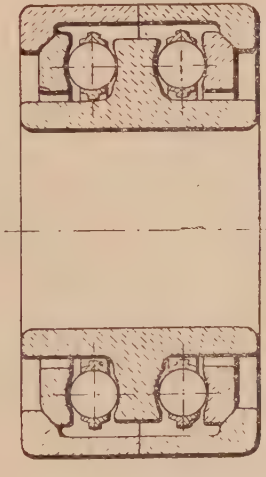


Двойные упорные шарикоподшипники с внутренним двойным кольцом и наружной или внутренней промежуточной втулкой, фирмы Norma Co, изображены на фиг. 679 и 680; двусторонний подшипник несколько другой конструкции, в выполнении этой же фирмы, показан на фиг. 681.

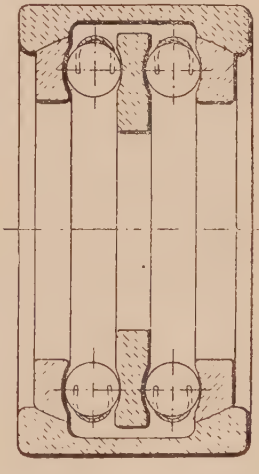
Фиг. 679.



Фиг. 681.



Фиг. 682.



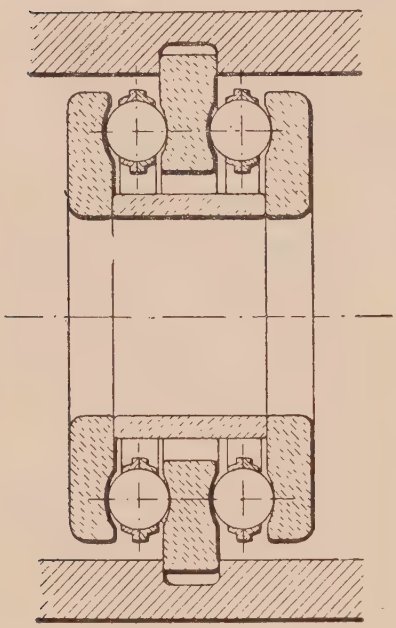
На фиг. 682 и фиг. 683 табл. X в тексте показан двойной упорный шарикоподшипник фирмы S. K. F.

Описанные конструкции двойных упорных шариковых подшипников требуют сравнительно много места. Этого недостатка стремится избежать изображенная на фиг. 684 конструкция завода „Рейнланд" (Maschinenfabrik Rheinland A.-G., Düs-

[1]) Ср. также косой шариковый подшипник фирмы F. & S.

seldorf), имеющая всего лишь один ряд шариков (герм. пат. № 190 322 от 14/X 1906). Между кольцами r_1, соотв. r_2, и дисками s_1 и s_1', соотв. s_2 и s_2', оставлен зазор около 0,1 *мм*. Если давление действует, напр., слева направо, то s_1 прижимается к r_1 и увлекает за собой r_1; s_2 отходит от r_2, r_1 удаляется от s_1', одновременно r_2 прижимается к s_2', благодаря чему r_2 останавливается. В этом случае давление передается на крышку. Если осевое давление направлено в противоположную сторону, то вращается r_2, r_1 прижимается к s_1' и останавливается, а давление передается на корпус подшипника [1]). Ср. также конструкции D. W. F. и Kugelfabrik Fischer. Конструкция подобного подшипника, у которого диски, передающие давление, в свою очередь поддерживаются в радиальном направлении двумя рядами малых шариков, в выполнении фирмы M.-Rh. A.-G., изображена на фиг. 685; ср. также герм. пат. Фексера (F. Fexer, Freiburg i. Br.) № 264441 от 10/IX 1911 г.

Фиг. 680.



Упорный шариковый подшипник с одним рядом шариков (ординарный), в сочетании с вспомогательным упорным шарикоподшипником, находим также в герм. пат. № 288 961 от 11/II 1914 г. фирмы D. W. F.

В двойных упорных шариковых подшипниках, имеющих по одному ряду шариков для каждого направления давления, при горизонтальном или наклонном вале получается аксиальная игра обеих групп шариков, проявляющаяся в ненагруженной в данный момент группе. Под действием собственного веса или центробежной силы шарики и кольца этой группы могут при этом выйти из правильного положения, что затем после перемены давления может привести к защемлению, чрезмерному нагреву или быстрому изнашиванию. Фирма Фр. Крупп, Верфь „Германия“, согласно своему герм. пат. № 271 110 от 17/XII 1911 г., удерживает вместе части ненагруженной половины шарикового подшипника посредством пружины, более слабой, нежели осевая сила, действующая на вал.

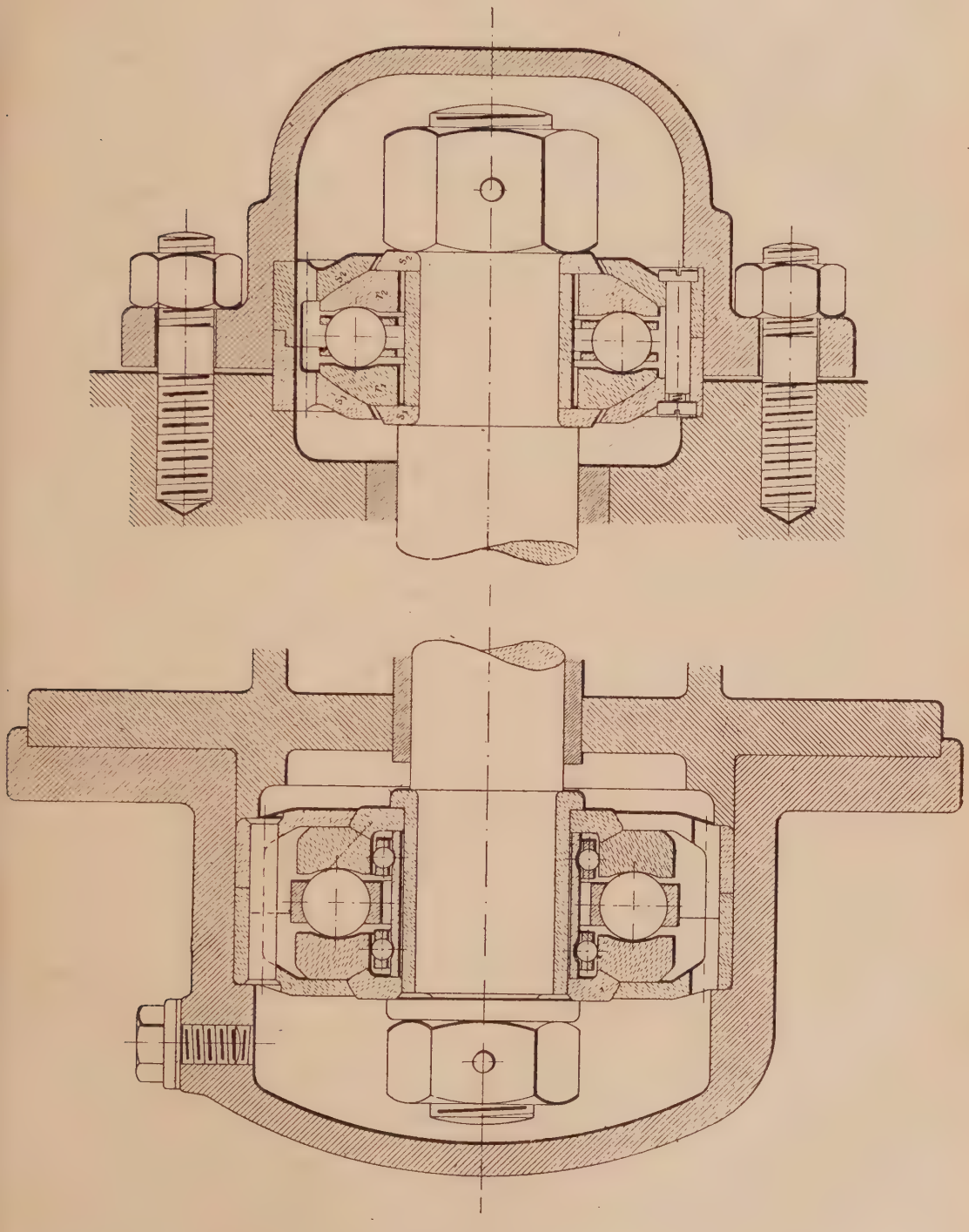
Относительно различных возможностей применения простых (односторонних) и двусторонних упорных шарикоподшипников и подпятников — отдельно от шариковых или роликовых радиальных подшипников или в сочетании с ними — мы должны отослать читателя к каталогам и проспектам упомянутых специальных фирм [2]).

[Иногда опора вала должна быть сконструирована в виде комбинации двух шариковых подшипников — упорного и радиального, при чем, по условиям работы, необходимо обеспечить самоустанавливание соответствующей цапфы вала. В подобных случаях необходимо применять сферические шарикоподшипники, напр., радиальный — по фиг. 643 или 645 и упорный — по фиг. 670, с дополнительным опорным

[1]) См. также Z. d. V. d. I., 1910, стр. 121 и сл., 1915, стр. 1001.

[2]) См. также D. P. J., 1914, стр. 607, и Z. f. d. g. T., 1919, стр. 9 и сл.

кольцом. При этом геометрические центры сферических поверхностей колец обоих подшипников должны совпадать. Пример такой конструкции см., напр., в книге Бера (Behr), „Kugel- und Rollenlager“ (Berlin, 1927), фиг. 30 на стр. 16. *Ред.*].



3. Роликовые упорные подшипники и подпятники.

Роликовые упорные подшипники и подпятники снабжаются коническими или цилиндрическими роликами. У первых (ср., например, Z. d. V. d. I., 1912, стр. 1321), вследствие того, что ролики действуют аналогично клину, все время нагружены закраины (реборды) колец. У вторых — между роликами и рабочими поверхностями колец имеет место „рассверливающее" трение. Поэтому для восприятия больших давлений в гнезде обоймы вместо одного ролика помещают целый ряд их; см. по этому поводу Z. d. V. d. I., 1908, стр. 195.

[Здесь уместно будет упомянуть о подшипниках с коническими роликами Тимкена (Timken), получивших в последнее время чрезвычайно широкое распространение в С. Ш. С. А., Англии и Франции, главным образом — в автомобильной, но также и в других отраслях промышленности (напр., в станкостроении). Они применяются также и в тех случаях, когда нормальные шарикоподшипники непригодны вследствие того, что должны были бы иметь чересчур большие размеры (поворотные круги). Подробности о подшипниках Тимкена можно найти в журналах, посвященных автомобильному делу.

По вопросу о стандартизации упорных шарикоподшипников, а также радиальных подшипников с коническими роликами, см. Verkstäderna (Stockholm), 1928, № 10 (Oktober), стр. 240 и сл., где помещены проекты соответствующих международных стандартов. *Ред.*].

Отдел пятый.

Детали машин, служащие для осуществления прямолинейного движения.

А. КАНАТЫ, ЦЕПИ, ИХ БЛОКИ И БАРАБАНЫ.

I. Пеньковые канаты и их принадлежности.

Пеньковые канаты для приводов и соответствующие шкивы были рассмотрены в Отделе третьем (см. т. I, стр. 658 и сл.), в виду чего нижеследующее изложение касается главным образом канатов, применяемых для подъема грузов *).

1. Канаты.

Ходовые размеры пеньковых канатов круглого и плоского сечения даны в следующей таблице:

Пеньковые канаты завода „Карлсверк" Акц. О-ва Фельтен и Гильом.

Диаметр	Круглые канаты бельные (несмоленые)				Круглые канаты смольные			
	Хорошо вычесанная (без костры) баденская пенька I с.		Русская чистая пенька I с.		Хорошо вычесанная (без костры) баденская пенька I с.		Русская чистая пенька I с.	
	Вес 1 *м* каната	Рабочая нагрузка [1])	Вес 1 *м* каната	Рабочая нагрузка [1])	Вес 1 *м* каната	Рабочая нагрузка [1])	Вес 1 *м* каната	Рабочая нагрузка [1])
мм	*кг*	*кг*	*кг*	*кг*	*кг*	*кг*	*кг*	*кг*
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
18	0,25	290	0,24	254	—	—	—	—
20	0,31	350	0,30	314	0,34	315	0,33	275
23	0,39	470	0,38	416	0,43	416	0,42	363
26	0,51	600	0,50	531	0,58	531	0,56	464
29	0,67	740	0,65	660	0,75	660	0,72	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,15	1340	1,10	1194	1,28	1194	1,25	1044
46	1,50	1870	1,45	1661	1,70	1661	1,65	1453
52	1,95	2390	1,90	2122	2,20	2122	2,15	1857

*) Относительно Общесоюзного Стандарта (ОСТ 96) на пеньковые канаты см. том I, стр. 660. В ОСТ 96 указаны и методы испытаний этих канатов.

Следует заметить, что в настоящее время пеньковые канаты, в качестве органа подъемных механизмов, применяются почти исключительно в талях, строительных лебедках с ручным приводом и простых подъемниках для малых грузов, а также для подвешивания грузов к крюкам и в качестве бегучего такелажа на судах. Относительно последнего применения см., напр., Ф. Л. Миддендорф, „Рангоут и такелаж судов" (СПБ., 1905), стр. 326 и сл. *[Ред.]*.

[1]) По данным фирмы — одна восьмая разрывающей нагрузки.

Плоские (ленточные) канаты смольные из манильской пеньки I сорта

Ширина кабеля из 4-х стренг мм	Ширина кабеля из 6-ти стренг мм	Ширина кабеля из 8-ми стренг мм	Толщина каждого из трех сортов кабеля мм	Вес 1 м каната в кг			Разрывающая нагрузка в кг		
				Для кабеля из 4-х стренг	Для кабеля из 6-ти стренг	Для кабеля из 8-ми стренг	Для кабеля из 4-х стренг	Для кабеля из 6-ти стренг	Для кабеля из 8-ми стренг
100	150	200	30	3,00	4,50	6,00	27 000	40 500	54 000
110	165	220	34	3,85	5,80	7,70	33 660	56 100	67 320
120	180	240	36	4,35	6,50	8,70	38 880	64 800	86 400
130	195	260	40	5,35	8,00	10,70	46 800	70 200	93 600
140	210	280	42	5,90	8,85	11,80	52 920	79 380	117 600
150	225	300	46	7,00	10,50	14,00	60 100	93 150	124 200
160	240	320	48	7,70	11,50	15,50	69 120	103 680	138 240
170	255	340	50	8,35	12,50	16,70	76 500	114 750	153 000
180	270	360	54	9,75	14,65	19,50	87 480	131 220	174 960
190	285	380	58	11,00	16,50	22,00	99 180	165 300	220 400
200	300	400	62	12,50	18,75	25,00	111 600	167 400	223 200

Из таблицы для круглых канатов видно, что бельные канаты несколько прочнее, чем смольные тех же размеров. Равным образом, трепаная баденская пенька дает канаты более прочные, нежели русская чистая пенька.

Введем обозначения:

P допускаемая нагрузка каната в *кг*,
d диаметр каната в *см*,
D диаметр канатного блока (шкива), измеренный от середины до середины каната, в *см*,
δ диаметр цапфы канатного блока в *см*,
q вес 1 *м* каната в *кг*.

Тогда для новых (не изношенных) бельных канатов, предназначенных для обыкновенных подъемных устройств, можно принять

$$P \leqq 80 d^2, \text{ при условии, что } D \geqq 10 d, \tag{485}$$

или, что сводится приблизительно к тому же,

$$P \leqq 1000 q. \tag{486}$$

Если D уменьшается до $7d$, то нагрузка не должна превосходить $60 d^2$, соотв. $750q$. См. также ур. (488).

Естественно, что при навивании на барабаны и при огибании блоков канат страдает, при прочих равных условиях, тем больше, чем больше его толщина при данном диаметре блока.

Для рудничных подъемных канатов обычно принимают

$$P = 60 d^2 \text{ до } 80 d^2 \,^{1})$$

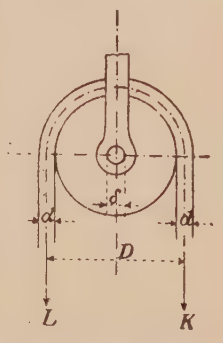
и при этом делают D не меньше $50\,d$, соотв. $80\,d$.

[1]) Согласно прежним предписаниям Дортмундского Горного Управления, допускалось круглым числом

$P \leqq 80\,d^2$ для бельных канатов из волокна алоэ,
$70\,d^2$ „ смольных „ „ „ „
$75\,d^2$ „ бельных „ „ пеньки,
$60\,d^2$ „ смольных „ „ „

Соотношение между силой K в ведущем конце каната и грузом L на ведомом конце, фиг. 686 (неподвижный блок), зависит от сопротивления, оказываемого канатом при набегании на блок и при сбегании с него, т.-е. от так наз. жесткости каната, а также от трения цапф оси блока. Законы жесткости канатов все еще недостаточно исследованы. Для приблизительной оценки приходится поэтому до сих пор пользоваться формулой, выведенной из опытов Кулона (Coulomb), согласно которой жесткость пропорциональна квадрату диаметра каната d и обратно пропорциональна первой степени D, т.-е приблизительно равна $\zeta \frac{d^2}{D}$. Вводя обозначение μ для эмпирического коэффициента упомянутого трения цапф, обычно полагают (фиг. 686, обе ветви каната параллельны)

Фиг. 686.



$$K\frac{D}{2} = L\left(1+\zeta\frac{d^2}{D}\right)\frac{D}{2} + \mu\,(K+L)\,\frac{\delta}{2},$$

принимая здесь $\zeta = \frac{1}{8}$ до $\frac{1}{4}$. При этом ζ представляется зависящим, главным образом, от конструкции и материала каната, а также от того, является ли канат новым или изношенным.

При определении момента трения цапф можно в предыдущей формуле считать $K+L \cong 2L$, что приводит к соотношению

$$K = L\left(1+\zeta\frac{d^2}{D}+2\mu\frac{\delta}{D}\right). \qquad (487)$$

[Ретшер (Rötscher, „Die Maschinenelemente", Bd. 1, 1927, стр. 494) приводит для допускаемых напряжений на растяжение более высокие цифры:

	Канаты подъемников		*Рудничные канаты*	
	$D \geqq 10d$	$D = 7d$	$D \geqq 80d$	$50d$
Баденская хорошо вычесанная пенька:				
бельный канат	110	90	95	80 *кг/см²*,
смольный „	100	80	75	„
Русская чистая пенька:				
бельный канат	100	80	—	„
смольный „	90	70	—	„
Волокно алоэ (алойная пенька):				
бельный канат	—	—	100	„
смольный „	—	—	90	„

В результате длительных наблюдений Хент (C. W. Hunt, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, vol. XII) нашел, что для подъемных канатов из манильской пеньки допускаемое напряжение на растяжение k_z и диаметр шкива или барабана, отвечающие наибольшей долговечности каната, зависят от скорости последнего v, а именно, при

$v =$	15 до 30	45 до 90	120 до 240 *м/мин*
$D \geqq$	$8d$	(10 до 12)d	$40d$
$\frac{k_z}{K_z} \leqq$	$\frac{1}{7}$	$0{,}4 \cdot \frac{1}{7}$	$0{,}2 \cdot \frac{1}{7}$

Здесь K_z обозначает временное сопротивление разрыву каната, остальные буквы имеют прежнее значение. *Ред.*]

Тот же результат получается, если учитывать влияние жесткости каната в форме увеличения плеча момента груза на величину z, что дает уравнение

$$K\frac{D}{2}=L\left(\frac{D}{2}+z\right)+\mu\,(K+L)\frac{\delta}{2},$$

где

$$z=\frac{1}{16}\,d^2 \text{ до } \frac{1}{8}\,d^2.$$

2. Канатные блоки (шкивы) и барабаны.

По поводу конструкции канатных блоков необходимо еще раз подчеркнуть, что диаметр D должен быть, по крайней мере, в десять раз больше толщины каната, а если возможно — то еще больше *). Если, тем не менее, в талях (полиспастах) все же встречаются меньшие блоки, то это свидетельствует о том, что условия, заставляющие применять такие малые блоки, сильнее соображений долговечности каната. На фиг. 687 показан обыкновенный блок, закрепленный на оси. Если блок сидит на оси свободно, то рекомендуется делать его ступицу длиннее, чтобы предупредить слишком быстрый износ ее [1]). Желобку (канавке) следует придавать такую форму, чтобы поперечное сечение каната претерпевало возможно меньшую деформацию. Для этой цели заставляют канат опираться на дно желобка приблизительно одной третью своей окружности, как это принято на фиг. 687. Если приходится ожидать сильного отклонения каната в сторону, то рекомендуется придавать желобку форму по фиг. 688. В зависимости от материала рабочей поверхности — чугун или бронза — удельное давление не должно превышать 60, соотв. 80 *кг/см²*. В тех случаях, когда недостаточная смазка может привести к вредным последствиям, которых нужно избегать, необходимо обеспечить подвод смазочного материала или же допускать соответственно пониженное удельное давление. При этом особое внимание следует обращать на такие условия работы, при которых смазочный материал легко может быть выдавлен из промежутка между трущимися поверхностями (при остановке или при очень малой скорости).

Фиг. 687.

Фиг. 688.

Фиг. 3 табл. 50 изображает канатный барабан обыкновенной лебедки. Условия изготовления заставляют брать толщину цилиндрической части барабана не меньше 10 или 12 *мм*. Для барабанов более или менее значительной длины толщину следует определять расчетом по изгибающим и скручивающим напряжениям **). Для того, чтобы вал барабана не подвергался скручивающим напряжениям, цилиндрическое зубчатое колесо, через посредство которого приводится в движение барабан, непосредственно соединяют с последним с помощью выступов a и двух болтов b.

---

*) Для плоских пеньковых канатов толщиною s рекомендуется брать диаметр барабана (бобины) $D \geqq 6s$. *[Ред.].*

[1]) Для блоков, закрепленных на оси, в противоположность свободным блокам, при расчете оси следует принимать во внимание способ нагрузки с (см. том I, стр. 104).

Если цапфы закрепленного блока не имеют надежной опоры, то, при прочих равных условиях, сопротивления движению могут оказаться значительно бóльшими, чем в случае свободно сидящего блока.

**) Расчет толщины стенок барабанов — см., напр., Л. З. Ратновский, „Подъемные краны“, вып. 3 (1912), стр. 393 и сл. *[Ред.].*

Передача силы происходит через выступы a, упирающиеся в приливы спиц колеса. Само собой разумеется, что болты b как в барабане, так и в колесе должны иметь некоторый зазор, который, впрочем, вследствие малого масштаба, на чертеже не виден. С целью облегчить удаление шишки из полости барабана, в его левой торцевой стенке сделаны окна. Для укрепления ступицы на валу в данном случае достаточно фрикционной шпонки. Если предпочитают закрепить вал в его опорах и заставить ступицу вращаться на нем, то в нее вставляют втулку и снабжают ее смазочным устройством (ср. фиг. 706, а также том I, Отдел третий, D, III, 4, „Холостые шкивы“). Вместо подшипников скользящего трения можно ставить также шариковые подшипники.

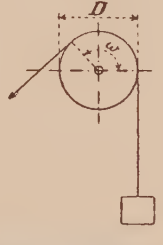
Длина барабана обусловливается длиной и толщиной (диаметром) каната, который должен навиваться на барабан. На последнем, если это возможно, всегда должны оставаться навитыми несколько витков каната, для того, чтобы соединение каната с барабаном испытывало лишь малое напряжение. Это соединение легко осуществляется путем продевания каната через железную скобу, прикрепленную к фланцу барабана.

Если для навивки каната должна быть использована вся длина барабана, то виток должен вплотную ложиться к витку. Это, однако, будет происходить лишь в том случае, если угол, образуемый свободно набегающим канатом и касательной к винтовой линии, по которой наматывается канат, так наз. угол отклонения каната, не превосходит известной величины, зависящей от свойств и конструкции каната, поверхности барабана и натяжения каната. Слишком большое значение этого угла может привести к тому, что канат будет набегать на уже уложенные витки, вместо того, чтобы ложиться рядом с последним из них. В случае надобности устраивают особый направляющий (подводящий) ролик или же ограничивают длину барабана, позволяя канату ложиться на него в несколько слоев.

Для лифтов, у которых один конец каната несет кабинку, а другой — противовес, благодаря чему передача силы происходит посредством трения, возникающего на окружности канатного блока (его форма соответствует фиг. 687), делают $D > 32\,d$, а если возможно, то — не менее $40\,d$. В противном случае, известная формула $S_1 = S_2\, e^{\mu\omega}$ [1]) не дает даже приблизительно верных результатов. При первоклассной пеньке можно тогда принимать

$$P \leqq 100\, d^2. \qquad (488)$$

Фиг. 689.



Если, соответственно фиг. 689, ввести обозначения

G_1 вес кабинки, подвешенной к одному концу каната,
G_2 максимальный груз, подвешенный к тому же концу каната,
G вес противовеса,
ω угол обхвата,

то для того, чтобы канат не скользил по блоку, должны быть соблюдены следующие условия:

а. когда кабинка не нагружена

$$G \leqq G_1\, e^{\mu\omega},$$

[1]) Она получается из соотношения: $S_1 - \frac{q}{g}v^2 = \left(S_2 - \frac{q}{g}v^2\right) e^{\mu\omega}$ при $v = 0$. Ср. том I, стр. 581.

b. когда она несет максимальный груз,

$$G_1 + G_2 \leqq G\, e^{\mu\omega}.$$

Отсюда получается

$$e^{2\mu\omega} \geqq \frac{G_1 + G_2}{G_1},$$

$$\mu\omega \geqq \frac{1}{2} \ln \left(1 + \frac{G_2}{G_1}\right). \qquad (489)$$

Обычно значение G_1 лежит между $\frac{1}{2}\, G_2$ и $\frac{2}{3}\, G_2$.

При $G_1 = \frac{1}{2} G_2$ получается

$$\mu\omega \geqq \frac{1}{2} \ln 3 \cong 0{,}55.$$

Максимальное допустимое значение G составляет

$$G = G_1 e^{\mu\omega} = G_1 \sqrt{1 + \frac{G_2}{G_1}} \qquad (490)$$

или

$$G = G_1\, e^{0{,}55} \cong \frac{7}{4}\, G_1.$$

Соблюдение зависимостей (489) и (490), таким образом, необходимо для того, чтобы кабинка не производила нежелательных движений. Желобки таких канатных фрикционных блоков часто делают и клиновидными, наподобие изображенных в томе I, фиг. 527, стр. 664, и описанных в том же томе на стр. 633 и сл.

Если подъем кабинки производится посредством ремня из хорошей хребтовой кожи, то для него можно допустить удельную нагрузку от 35 до 40 *кг/см²*. Для пеньковых ремней (пассов) толщиной, примерно, до 4 *мм*, можно допускать нагрузку от 70 до 80 *кг/см²*, а при толщине в 6 до 8 *мм* — от 60 до 70 *кг/см²*.

Плоские канаты из пеньки и волокна алоэ находят применение в горном деле для подъемников второстепенного значения, напр., при углублении шахт.

II. Проволочные канаты (троссы) и их принадлежности.

Проволочные канаты (троссы) для приводов и соответствующие шкивы были рассмотрены в томе I, стр. 656 и сл., в виду чего нижеследующее касается, главным образом, троссов, применяемых для подъема грузов.

1. Проволочные канаты (троссы).

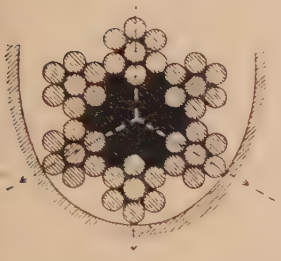
По поводу общих свойств обыкновенных круглых проволочных канатов мы можем сослаться на только-что упомянутые места книги [1]). К изложенному там добавим еще, что канаты, у которых отдельные проволоки стренг свиты в том же направлении, как и самые стренги (прямая, продольная или простая

[1]) Храбак (Hrabák) в своем труде „Die Drahtseile“, Berlin, 1902, подробно излагает способы изготовления проволочных троссов. Ср. также Петер (Peter), „Die Seile und Ketten“, Halle, 1914, и Вышомирский (Wyszomirski), „Die Drahtseile als Schachtförderseile“. Berlin, 1920.

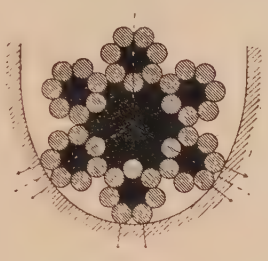
свивка, продольная крутка, альбертшлаг), обнаруживают стремление вращаться вокруг своей оси (раскручиваться), если груз не направляется во время движения. Эта особенность сказывается особенно неблагоприятно в приводах с „провисающим канатом", т.-е. в таких приводах, в которых между грузом и барабаном сматывается длина каната бóльшая, чем соответствует расстоянию по прямой линии [1]). Если стренги в канате свиты в направлении противоположном крутке проволок в стренгах, то такой способ свивки называется крестовой свивкой, крестовой круткой или крейцшлагом. Изредка в одном канате можно встретить оба способа свивки одновременно, т.-е. канат бывает свит из стренг правой и левой крутки (смешанная свивка, смешанная крутка).

На фиг. 690 и 691 изображены сечения обыкновенных проволочных канатов, составленных из круглых стренг (канаты с круглыми стренгами, канаты

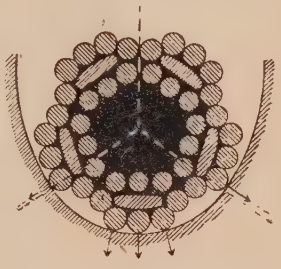
Фиг. 690.



Фиг. 691.



Фиг. 692.



двойной свивки). Тросс по фиг. 690 состоит из 6 стренг, при чем каждая стренга свита из 6 проволок, окружающих седьмую, служащую сердечником. Посредине между шестью стренгами заложен пеньковый сердечник *). Стренги — простой свивки. При этой конструкции давление каната на желобок шкива передается (до тех пор, пока не наступил значительный износ) через три проволоки. Ими в этом месте вначале и ограничивается наружный износ каната, который, поэтому, происходит довольно интенсивно. Тросс по фиг. 691 состоит из 6 стренг по 7 проволок каждая и 7 пеньковых сердечников. Здесь давление каната передается на желобок шкива через шесть проволок.

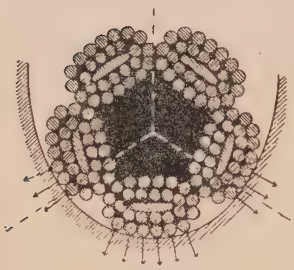
Фиг. 692 и 693 изображают конструкции канатов с плоскими стренгами (фирмы Фельтен и Гильом): в них отдельные стренги имеют эллиптическую форму и заключают внутри плоский проволочный сердечник, вокруг которого расположены круглые проволоки. Этим еще более увеличивается число проволок, соприкасающихся с желобком, а вместе с тем — и поверхность соприкосновения. Канат с плоскими стренгами по фиг. 694 (конструкция той же фирмы) образован 5 эллиптическими стренгами из 15 проволок каждая, расположенных вокруг пенькового сердечника, при чем сами стренги в свою очередь окружают центральный

[1]) В журнале „Glückauf" за 1922 г., стр. 527 и сл., помещена весьма ценная статья Гербста (Herbst), посвященная опыту применения подъемных троссов в шахтах Дортмундского горного округа с 1915 по 1919 гг.

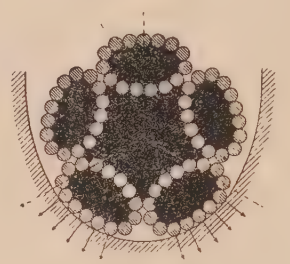
*) Применяют также и сердечники из джута. Технические условия НКПС (331 ТУ 24, см. ниже) предписывают изготовлять стальные канаты для подъема тяжестей с льняными просмоленными сердечниками. Троссы подъемников и транспортеров, работающих в помещениях с высокой температурой, снабжают, вместо пеньковых, асбестовыми сердечниками. *[Ред.]*.

пеньковый сердечник. В последнее время фирма рекомендует также канаты с двойными плоскими стренгами, свитые из плоских прядей, скрученных в противоположные стороны, благодаря чему эти канаты не обнаруживают склонности к самопроизвольному вращению вокруг своей оси; см., напр., фиг. 695, а также канаты компаунд (многослойные плоскостренговые троссы) по фиг. 696. Вместо сердечников из плоской проволоки по фиг. 692 и 693 приме-

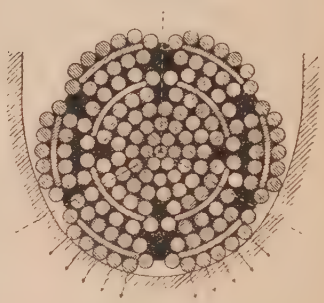
Фиг. 693.



Фиг. 694.



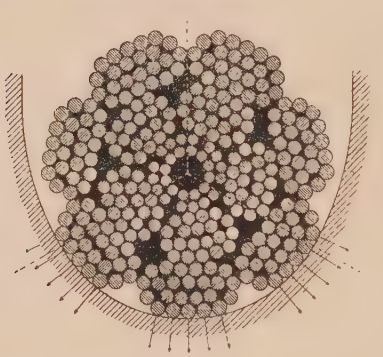
Фиг. 695.



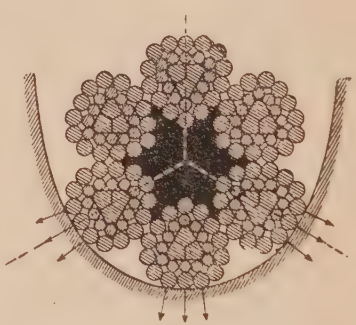
няют так же, как и при круглых стренгах, пеньковые сердечники (продольные прокладки), которые, как это принято для всех канатов, перед свивкой пропитывают жиром или смолой, чтобы по возможности предупредить ржавление внутренних проволок.

На фиг. 697 изображен тросс той же фирмы с трехгранными стренгами *); в отношении соприкосновения такого каната с желобком и соприкосно-

Фиг. 696.



Фиг. 697.



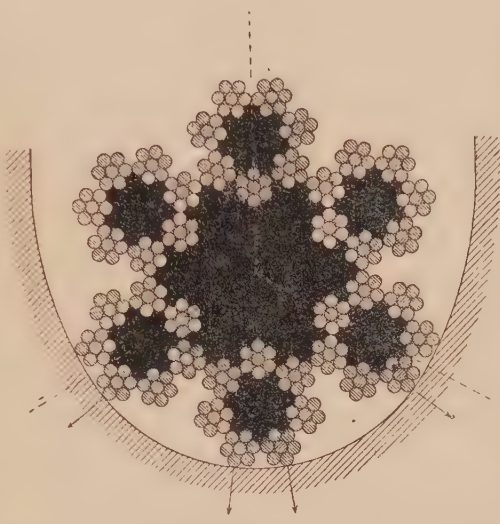
вения стренг между собой он представляет те же преимущества, что́ и канат с плоскими стренгами. Сердечник каждой стренги состоит из трех соединенных в треугольник проволок пятиугольного профиля. Вокруг каждого такого сердечника укладывается сначала слой более тонких, затем — слой более толстых круглых проволок **). Этой конструкцией стремятся достигнуть лучшего использования поперечного сечения, по сравнению с плоскостренговыми канатами.

*) Таблицу размеров — см. Ратновский, вып. 1, стр. 29—31. *[Ред.]*.

**) Так наз. система компаунд. *[Ред.]*.

Часто из нескольких канатов по фиг. 690 и 691 свивают, как из обыкновенных стренг, новый канат, так называемый канат тройной свивки (кабель-шлаг) или кабельный канат (см., напр., фиг. 698). Это название каната объясняется тем, что он применяется в кабелях, при чем обыкновенно бывают заданы малые диаметры блоков и барабанов, а последнее вынуждает изготовлять канаты из многих тонких проволок.

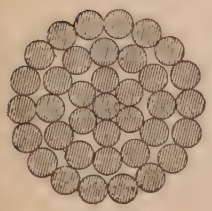
Фиг. 698.



Плоские проволочные канаты, так наз. ленточные троссы, сшиваются (проволокой) из круглых, располагаемых рядом, отдельных стренг или канатов. Их преимущество заключается в большей гибкости, по сравнению с круглыми троссами того же поперечного сечения, их недостаток — в том, что отдельные стренги (или канаты) имеют неодинаковые коэффициенты удлинения и поэтому испытывают различные напряжения; вследствие этого, первоначально прямая ось ленты обычно искривляется. Кроме того, часто применяемое при этих троссах навивание на барабан (бобину) в несколько слоев приводит к большим местным давлениям, что имеет следствием неравномерный износ каната и уменьшение его долговечности. Поэтому плоские канаты обычно применяют не в качестве подъемных или несущих, а лишь как нижние (подвесные).

Канат ординарной свивки, так наз. спиральный канат, в котором отдельные проволоки не собраны в несколько стренг и который, вместо этого, состоит из концентричных слоев проволочных спиралей, свитых в противоположных направлениях, изображен, напр., на фиг. 699. Такие канаты применяют не в качестве подъемных, а как направляющие канаты, шахтные направляющие канаты, канаты для подвесных воздушных дорог, паромов, мостов и т. д.

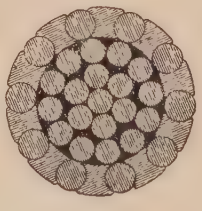
Фиг. 699.



Фиг. 700.

Фиг. 701.

Фиг. 702.



Канаты так наз. закрытой конструкции, фирмы Фельтен и Гильом, изображены на фиг. 700 и 701.

Эти канаты отличаются следующими характерными особенностями:

а. Все проволоки расположены концентрическими слоями вокруг проволочного же сердечника.

b. Круглые проволоки применяются только для внутренних слоев. За ними идут сначала проволоки трапецоидального поперечного сечения (профиль — сектор кольца) и далее проволоки *S*-образного профиля, перекрывающие одна другую и этим образующие „закрытую“ конструкцию.

c. Проволоки смежных слоев свиты в противоположных направлениях, т.-е. поочередно вправо и влево, таким образом, чтобы по возможности предупредить стремление каната при растягивании вращаться.

d. При свивке проволоки наружного слоя получают большее напряжение, чем проволоки внутренние.

Этим канатам приписывают следующие преимущества:

1. При одинаковой сумме поперечных сечений проволок они имеют диаметр меньший, чем канаты обыкновенной конструкции.

2. Благодаря отсутствию пенькового сердечника, они, при равной допускаемой нагрузке (и сопротивлении разрыву), легче, чем обыкновенные канаты. При этом, однако, нужно не забывать, что, по сравнению с временным сопротивлением разрыву, достижимым при круглых проволоках, фасонные проволоки обладают меньшей прочностью на разрыв.

3. Благодаря гладкой поверхности, они изнашиваются более равномерно и не так быстро, как обыкновенные канаты.

4. Благодаря форме наружных проволок и тому, что отдельные проволоки и отдельные их слои во время изготовления каната смазываются подходящим жиром, достигается хорошая защита внутренних проволок от ржавления, даже при действии кислых рудничных вод.

5. Под действием груза они удлиняются и закручиваются лишь незначительно.

6. Благодаря большему растягивающему напряжению наружных проволок (ср. п. d) эти проволоки разрываются первыми, и поэтому разрушение каната легче заметить. Таким образом, состояние наружного слоя каната дает возможность судить о том, насколько еще безопасно пользоваться им.

7. *S*-образная форма наружных проволок удерживает вместе концы проволок в случае разрывов.

Конструкция полузакрытого каната упомянутой фирмы, выработанная сравнительно недавно, изображена на фиг. 702. Наружные проволоки состоят здесь из чередующихся круглых и фасонных проволок, при чем последние по своей форме проще *S*-образных.

В отношении конструкций и форм разных типов канатов мы должны сослаться на каталоги фирм, изготовляющих эти изделия, напр., кроме уже неоднократно названных, на: Акц. О-во быв. Вольфф (A.-G. für Seilindustrie, vorm. Ferd. Wolff, Mannheim-Neckarau), Акц. О-во Фольтом (Voltohm, Seil- und Kabelwerke A.-G., Frankfurt a. M.), Дробиг (F. Drobig, Hamm i. W.) и др. [В СССР крупнейшими заводами, изготовляющими проволочные канаты, являются „Красный Гвоздильщик“ в Ленинграде (конструкции канатов по каталогу Ленинградского Треста Массового Производства или каталогу бывш. „О-ва СПБ. Железопрокатного и Проволочного Заводов“) и завод Укртекстильтреста при ст. Новая Бавария Южных жел. дор. (конструкции канатов — по каталогу быв. „Южно-Русского Т-ва Пеньковой и Канатной Промышленности в Харькове“). Указанные каталоги содержат очень большое

число различных конструкций троссов и все те данные, которые необходимы для их расчета и выбора. В виду весьма значительного объема таблиц привести их здесь не представляется возможным.

Большое число таблиц конструкций троссов, содержащих необходимые для расчета данные, помещено в каталогах американских фирм American Steel and Wire Co. и John A. Roebling's Sons Co., и английской — Thos. & Wm. Smith, Newcastle on Tyne. *Ред.*].

Ходовые размеры различных канатов, их конструкцию и т. д. можно усмотреть из таблиц, приведенных ниже.

Круглые подъемные канаты.

Относительно материалов, применяемых для изготовления подъемных канатов, см. том I, стр. 120 и сл. Обычно не применяют проволок толще 3 *мм*. При навивании на барабан необходимо очень внимательно следить за тем, чтобы канат наматывался туго, так как иначе срок его службы может уменьшиться.

Следующая ниже таблица относится к подъемным канатам фирмы Фельтен и Гильом. Указанные в ней значения разрывающей нагрузки канатов вычислены, как суммы разрывающих нагрузок отдельных проволок[1]). Таблица содержит канаты только с 6 стренгами (фиг. 690), каждая — из 6, 12, 14, 16, 18, 27, 30 и 36 несущих проволок. Канаты с 6, 18 и 36 несущими проволоками в стренге имеют, кроме того, в каждой стренге по одной проволоке, которая играет роль сердечника. Каталог указанной фирмы содержит, далее, данные для канатов с толщиной проволоки в 1,1, 1,3, 1,5 и т. д. до 2,9 *мм*, а также значения разрывающей нагрузки канатов при временном сопротивлении разрыву патентованной проволоки из литой стали[2]) в 13000, 15000 и 17000 *кг/см*^{2}.

Относительно размеров других круглых канатов, а также канатов с плоскими стренгами — ординарными, двойными и т. д., канатов с трехгранными сердечниками (см. фиг. 697), кабельных, спиральных и, наконец, закрытых и полузакрытых (фирма изготовляет кроме изображенных и другие конструкции) мы должны сослаться на каталоги упомянутой фирмы.

---

[1]) Испытания на разрыв целых канатов показывают, как этого и должно ожидать, что сумма разрывающих нагрузок проволок, образующих канат, больше разрывающей нагрузки всего каната. Однако, при целесообразной конструкции каната и не слишком твердом материале проволок эта разница незначительна: по данным, которыми располагает автор, она обычно не превосходит 10%, а большей частью остается даже ниже этого значения. Так как разрыв толстых канатов требует приложения больших сил, то часто довольствуются определением временного сопротивления разрыву отдельных проволок.

Относительно испытаний проволоки и т. д. см. том I, стр. 115 и сл.

[Обстоятельные испытания проволоки, применяемой для изготовления канатов, были произведены, кроме Руделоффа и Шпеера (см. выше), также Воном и Эптоном (Vaughan and Epton, The Engineer, 1908, стр. 201) и Зиглершмидтом (H. Sieglerschmidt, Z. d. V. d. I., 1927, стр. 517 и сл.). Опыты последнего показали, между прочим, что в отношении механических свойств существенной разницы между оцинкованной и неоцинкованной проволокой нет. Ср. выноску на стр. 277. *Ред.*].

[2]) Ср. с этими данными каталоги Акц. О-ва быв. Вольфф, а также и прочих фирм, названных выше; далее — работу Гербста, упомянутую в выноске на стр. 265.

Диаметр проволок, мм	Число несущих проволок в канате	Число пеньковых сердечников в канате	Диаметр каната, мм	Приблизительный вес 1 м каната, кг	Разрывающая нагрузка каната в кг из патентованной проволоки литой стали, с врем. сопротивлением разрыву на 1 см²			
					12000 кг	14000 кг	16000 кг	18000 кг
	36	1	9	0,31	3390	3950	4520	5080
	72	1	13	0,53	6780	7910	9040	10 170
	84	1	14	0,62	7910	9230	10 550	11 870
1,0	96	7	15	0,72	9040	10 550	12 060	13 570
	108	1	16	0,84	10 170	11 870	13 570	15 260
	162	1	19	1,20	15 260	17 810	20 350	22 900
	180	1	20	1,34	16 960	19 790	22 610	25 440
	216	1	22	1,64	20 350	23 750	27 140	30 530
	36	1	11	0,44	4880	5700	6510	7320
	72	1	15	0,77	9770	11 400	13 020	14 650
	84	1	16	0,89	11 400	13 300	15 200	17 100
1,2	96	7	18	1,03	13 020	15 200	17 370	19 540
	108	1	19	1,21	14 650	17 100	19 540	21 980
	162	1	23	1,73	21 980	25 650	29 310	32 980
	180	1	24	1,93	24 420	28 500	32 570	36 640
	216	1	26	2,36	29 310	34 200	39 080	43 970
	36	1	13	0,60	6650	7750	8860	9970
	72	1	18	1,04	13 300	15 510	17 730	19 950
	84	1	20	1,22	15 510	18 100	20 690	23 270
1,4	96	7	21	1,40	17 730	20 680	23 640	26 600
	108	1	22	1,65	19 950	23 270	26 600	34 350
	162	1	27	2,36	29 920	34 910	39 900	44 880
	180	1	29	2,62	33 250	38 790	44 330	49 870
	216	1	31	3,20	39 900	46 550	53 200	59 850
	36	1	15	0,78	8680	10 130	11 580	13 020
	72	1	21	1,36	17 370	20 260	23 160	26 050
	84	1	22	1,59	20 260	23 640	27 020	30 400
1,6	96	7	24	1,83	23 160	27 020	30 880	34 740
	108	1	26	2,16	26 050	30 400	34 740	39 080
	162	1	31	3,10	39 080	45 600	52 110	58 630
	180	1	32	3,40	43 420	50 660	57 900	65 140
	216	1	35	4,20	52 110	60 800	69 480	78 170
	36	1	17	0,99	10 990	12 820	14 650	16 490
	72	1	23	1,72	21 980	25 650	29 310	32 980
	84	1	25	2,01	25 650	29 920	34 200	38 470
1,8	96	7	27	2,32	29 310	34 200	39 080	43 970
	108	1	29	2,75	32 970	38 470	43 970	49 460
	162	1	35	3,90	49 460	57 710	65 950	74 200
	180	1	36	4,30	54 960	64 120	73 280	82 440
	216	1	39	5,30	65 950	76 950	87 940	98 930
	36	1	19	1,22	13 570	15 830	18 090	20 350
	72	1	26	2,13	27 140	31 660	36 190	40 710
2,0	84	1	27	2,48	31 660	36 940	42 220	47 500
	96	7	30	2,90	36 190	42 220	48 250	54 280
	108	1	32	3,35	40 710	47 500	54 280	61 070
	162	1	38	4,80	61 070	71 250	81 430	91 600
2,0	180	1	40	5,35	67 850	79 160	90 470	101 780
	216	1	44	6,55	81 430	95 000	108 570	122 140
	36	1	21	1,47	16 420	19 150	21 890	24 630
	72	1	29	2,60	32 840	38 310	43 790	49 260
	84	1	30	3,00	38 310	44 700	51 090	57 470
	96	7	33	3,50	43 790	51 090	58 380	65 680
2,2	108	1	35	4,05	49 260	57 470	65 680	73 890
	162	1	42	5,80	73 890	86 210	98 530	110 840
	180	1	44	6,45	82 100	95 790	109 470	123 160
	216	1	48	7,95	98 530	114 950	131 370	147 790
	36	1	23	1,75	19 540	22 800	26 050	29 310
	72	1	31	3,05	39 080	45 600	52 110	58 630
	84	1	32	3,60	45 600	53 200	60 800	68 400
	96	7	35	4,15	52 110	60 800	69 480	78 170
2,4	108	1	38	4,85	58 630	68 600	78 170	87 940
	162	1	46	6,90	87 940	102 600	117 260	131 910
	180	1	48	7,70	97 710	114 000	130 280	146 570
	216	1	52	9,50	117 250	136 800	156 340	175 880
	36	1	25	2,06	22 930	26 750	30 580	34 400
	72	1	34	3,60	45 870	53 510	61 160	68 800
	84	1	36	4,20	53 510	62 430	71 350	80 270
	96	7	38	4,85	61 160	71 350	81 550	91 740
2,6	108	1	41	5,70	68 800	80 270	91 740	103 210
	162	1	50	8,10	103 210	120 410	137 610	154 810
	180	1	52	9,00	114 680	133 790	152 900	172 020
	216	1	56	11,10	137 610	160 550	183 490	206 420
	36	1	27	2,38	26 600	31 030	35 460	39 900
	72	1	36	4,15	53 200	62 060	70 930	79 800
	84	1	38	4,85	62 060	72 410	82 750	93 100
	96	7	41	5,65	70 930	82 750	94 570	106 400
2,8	108	1	44	6,60	79 800	93 100	106 400	119 700
	162	1	54	9,40	119 700	139 650	159 600	179 550
	180	1	56	10,50	133 000	155 160	177 330	199 500
	216	1	61	12,90	159 600	186 200	212 800	239 400
	36	1	28	2,55	28 530	33 290	38 040	42 800
	72	1	38	4,45	57 060	66 580	76 090	85 600
	84	1	40	5,20	66 580	77 670	88 770	99 870
	96	7	43	6,05	76 090	88 770	101 450	114 130
2,9	108	1	46	7,10	85 600	99 870	114 130	128 400
	162	1	56	10,10	128 400	149 800	171 200	192 600
	180	1	58	11,25	142 670	166 450	190 230	214 000
	216	1	63	13,80	171 200	199 740	228 270	256 810

Проволочные канаты для подъемников.

Круглые канаты для подъемников, из патентованной проволоки литой стали, фирмы Фельтен и Гильом [1]).

Диаметр большого барабана							Диаметр малого барабана						
Диаметр барабана	Диаметр каната	Число проволок	Толщина проволок	Прибл. вес 1 м каната	Разрывающ. нагрузка неоцинк. каната	Разрывающ. нагрузка оцинков. каната	Диаметр барабана	Диаметр каната	Число проволок	Толщина проволок	Прибл. вес 1 м каната	Разрывающ. нагрузка неоцинк. каната	Разрывающ. нагрузка оцинков. каната
мм	*мм*		*мм*	*кг*	*кг*	*кг*	*мм*	*мм*		*мм*	*кг*	*кг*	*кг*
400	9	42	1,0	32	3990	3610	200	9	96	0,5	18	2300	1830
	10	49	1,0	37	4655	4210		10	120	0,5	23	2880	2290
	12	72	1,0	54	6840	6190		11	144	0,5	27	3460	2750
	13	84	1,0	63	7980	7220		12	168	0,5	32	4030	3200
	15	96	1,0	72	9120	8250		13	210	0,5	39	5040	4000
	16	114	1,0	86	10830	9800		14	252	0,5	48	6050	4800
440	10	42	1,1	38	4790	4320	240	10	96	0,6	25	3260	2780
	11	49	1,1	44	5590	5040		12	120	0,6	32	4080	3480
	13	72	1,1	65	8210	7410		13	144	0,6	39	4900	4170
	14	84	1,1	76	9580	8650		14,5	168	0,6	45	5710	4870
	16	96	1,1	87	10940	9880		16	210	0,6	58	7140	6090
	17	114	1,1	103	13000	11740		17,5	252	0,6	68	8570	7300
480	11	42	1,2	45	5710	5250	280	13	96	0,7	34	4410	3840
	13	49	1,2	53	6660	6120		15	120	0,7	44	5520	4800
	15	72	1,2	78	9790	9000		16	144	0,7	53	6620	5700
	16	84	1,2	91	11420	10500		17	168	0,7	62	7730	6700
	18	96	1,2	104	13050	12000		18	210	0,7	77	9660	8400
	19	114	1,2	113	15500	14250		20	252	0,7	93	11590	10080
520	12	42	1,3	52	6720	5710	320	14	96	0,8	44	5760	5080
	14	49	1,3	62	7840	6600		16	120	0,8	58	7200	6300
	16	72	1,3	91	11520	9790		17,5	144	0,8	69	8640	7600
	17	84	1,3	107	13440	11420		19	168	0,8	81	10080	8900
	19	96	1,3	122	15360	13050		20,5	210	0,8	101	12600	11100
	20	114	1,3	145	18240	15500		22	252	0,8	121	15120	13300
560	13	42	1,4	62	7770	6720	360	16	96	0,9	56	7390	6570
	15	49	1,4	72	9060	7840		18	120	0,9	73	9240	8200
	17	72	1,4	106	13320	11520		19	144	0,9	87	11090	9800
	19	84	1,4	123	15540	13440		21	168	0,9	102	12930	11500
	21	96	1,4	141	17760	15360		23	210	0,9	128	16170	14300
	22	114	1,4	168	21090	18240		25	252	0,9	153	19400	17200
600	14	42	1,5	71	8900	7770	400	18	96	1,0	70	9120	8250
	16	49	1,5	83	10390	9060		20	120	1,0	90	11400	10300
	19	72	1,5	122	15260	13320		22	144	1,0	108	13680	12300
	20	84	1,5	142	17810	15540		24	168	1,0	126	15960	14400
	22	96	1,5	162	20350	17760		26	210	1,0	158	19950	18000
	23	114	1,5	192	24170	21090		28	252	1,0	189	23940	21600
640	15	42	1,6	81	10120	8900	480	20	96	1,2	100	13050	10940
	17	49	1,6	94	11810	10390		24	120	1,2	125	16320	13680
	20	72	1,6	138	17350	15260		27	144	1,2	150	19580	16410
	21	84	1,6	161	20245	17810		29	168	1,2	175	22840	19150
	23	96	1,6	184	23140	20350		31	210	1,2	218	28560	23940
	25	114	1,6	219	27470	24170		35	252	1,2	262	34270	28720

[1]) Ср. каталоги троссов для подъемников из патентованной проволоки, тянутой из литой стали, и проволочных троссов „Мультиплекс“ для подъемников из патентованной проволоки, тянутой из лемешной стали, и патентованной проволоки, тянутой из тигельной стали Акц. О-ва бывш. Вольфф.

Плоские подъемные канаты (ленточные канаты)

Акц. О-ва Вольфф (Ferd. Wolff A.-G., Mannheim-Neckarau).

Толщ. проволок, мм	Число проволок в канате	Ширина каната, мм	Толщина каната, мм	Прибл. вес 1 м каната, кг	Разрывающая нагрузка в кг: из патентов. проволоки литой стали, с сопротивлением разрыву на 1 см: 13000 кг	14000 кг	15000 кг	18000 кг
1,0	120	38	9	1,00	12 360	13 320	14 100	16 950
	144	44	10	1,15	14 830	15 980	16 950	20 350
	168	46	11	1,35	17 300	18 650	19 800	23 750
	192	50	12	1,50	19 770	21 310	22 600	27 150
1,2	120	46	11	1,35	17 640	18 960	20 350	24 450
	144	50	12	1,65	21 170	22 750	24 450	29 350
	168	55	13	1,90	24 690	26 540	28 500	34 200
	192	60	14	2,30	28 220	30 330	32 600	39 100
1,4	120	53	13	1,90	24 000	25 920	27 700	33 250
	144	60	14	2,25	28 800	31 100	33 250	39 900
	168	64	15	2,60	33 600	36 290	38 750	46 500
	192	67	16	3,20	38 400	41 470	44 300	53 150
1,6	120	60	15	2,50	31 320	33 720	36 200	43 450
	144	68	16	2,90	37 580	40 460	43 450	52 200
	168	73	17	3,40	43 850	47 210	50 700	60 900
	192	80	18	4,00	50 110	53 950	57 900	69 500
1,8	120	68	16	3,10	39 600	42 720	45 750	54 900
	144	77	18	3,70	47 520	51 260	54 900	65 880
	168	82	19	4,30	55 440	59 810	64 050	76 860
	192	93	20	5,15	63 360	68 350	73 200	87 840
	224	110	19	5,70	73 920	79 740	85 400	102 480
	256	124	20	6,90	84 480	91 130	97 600	117 120
	288	135	24	7,70	95 050	102 530	109 800	131 760
	320	150	25	8,50	105 600	113 920	122 000	146 400
2,0	120	75	18	3,80	48 960	52 800	56 500	67 860
	144	85	20	4,55	58 750	63 360	67 800	81 450
	168	90	22	5,30	68 540	73 920	79 100	95 000
	192	104	23	6,35	78 340	84 480	90 500	108 600
	224	120	22	7,10	91 390	98 560	105 600	126 700
	256	138	23	8,50	104 450	112 640	120 650	144 800
	288	150	26	9,50	117 500	126 720	135 700	162 870
	320	165	28	10,60	130 560	140 800	150 800	180 960

Кабельные канаты

Толщ. проволок, мм	Число проволок в канате	Диаметр каната, мм	Прибл. вес 1 м каната, кг	Разрывающая нагрузка каната в кг: из патентов. проволоки литой стали, с сопротивлением разрыву на 1 см²: 13000 кг	15000 кг
1,0	120	20	0,90	12 360	14 280
	144	22	1,10	14 830	17 140
	210	25	1,70	21 630	24 990
	252	28	2,20	25 950	29 990
	294	32	2,70	30 280	34 980
1,2	120	24	1,40	17 640	20 400
	144	27	2,00	21 170	24 480
	210	31	3,00	30 870	35 700
	252	35	3,60	37 040	42 840
	294	38	4,20	43 220	49 980
1,4	120	28	2,00	24 000	27 720
	144	32	2,70	28 800	33 260
	210	36	3,80	42 000	48 510
	252	40	4,70	50 400	58 210
	294	45	5,50	58 800	67 910
1,6	120	32	2,50	31 320	36 240
	144	36	3,40	37 580	43 490
	210	41	4,60	54 810	63 420
	252	46	5,75	65 770	76 100
	294	51	7,00	76 730	88 790
1,8	120	36	3,20	39 000	45 720
	144	40	4,10	47 520	54 860
	210	46	5,80	69 300	80 010
	252	51	7,30	83 160	96 010
	294	57	9,00	97 020	112 010
2,0	120	40	3,90	48 960	56 550
	144	45	4,80	58 750	67 820
	210	51	7,00	85 680	98 910
	252	57	8,70	102 810	118 690
	294	63	11,50	119 950	138 470

Канаты для воротов фирмы Вольфф.

Толщ. проволок, мм	Число проволок в канате	Диаметр каната, мм	Число пеньковых сердечников в канате	Прибл. вес 1 м каната, кг	Разрывающая нагрузка каната в кг: из патентов. проволоки литой стали, с сопротивлением разрыву: 13000 кг/см²	15000 кг/см²
1,0	24	7	1	0,20	2470	2850
	28	8	1	0,24	2880	3330
	35	8,5	1	0,30	3600	4170
	42	9	1	0,34	4320	5000
	42	10	7	0,37	4320	5000
	49	11	1	0,40	5050	5830
	49	12	8	0,42	5050	5830
	56	13	8	0,48	5770	6660
1,2	24	8	1	0,28	3530	4080
	28	9	1	0,33	4120	4760
	35	10	1	0,40	5150	5950
	42	11	1	0,48	6170	7140
	42	12	7	0,50	6170	7140
	49	13	1	0,57	7200	8330
	49	14	8	0,65	7200	8330
	56	15	8	0,75	8230	9520

Крановые проволочные канаты
из патентованной проволоки тигельной стали, фирмы Вольфф.

Гибкие					Особо гибкие					Чрезвычайно гибкие				
72 проволоки, 6 стренг, 7 пеньковых сердечников					144 проволоки, 6 стренг, 7 пеньковых сердечников					180 проволок, 6 стренг, 7 пеньковых сердечников				
Диаметр каната	Вес 1 м каната	Толщина проволок	Разрывающая нагрузка	Нормальный диаметр барабана	Диаметр каната	Вес 1 м каната	Толщина проволок	Разрывающая нагрузка	Нормальный диаметр барабана	Диаметр каната	Вес 1 м каната	Толщина проволок	Разрывающая нагрузка	Нормальный диаметр барабана
мм	кг	мм	кг	мм	мм	кг	мм	кг	мм	мм	кг	мм	кг	мм
8	0,18	0,55	2600	220	8	0,22	0,45	3500	180	8	0,20	0,40	3400	160
10	0,25	0,65	3600	260	10	0,35	0,55	5300	220	10	0,35	0,45	4400	180
12	0,40	0,80	5600	320	12	0,50	0,65	7300	260	12	0,45	0,55	6600	220
14	0,50	0,95	7900	400	14	0,70	0,80	11 200	320	14	0,65	0,65	9100	260
16	0,65	1,05	9600	500	16	0,90	0,90	14 200	380	16	0,85	0,75	12 200	300
18	0,85	1,20	12 200	600	18	1,15	1,00	17 500	450	18	1,05	0,85	15 800	340
20	1,00	1,35	15 400	675	20	1,40	1,10	21 100	525	20	1,30	0,95	19 800	400
22	1,25	1,45	17 800	740	22	1,70	1,20	24 400	600	22	1,55	1,05	23 500	475
24	1,50	1,60	21 700	850	24	2,00	1,35	30 900	675	24	1,85	1,15	28 000	550
26	1,75	1,70	24 500	1000	26	2,35	1,45	35 700	740	26	2,20	1,25	33 300	625
28	2,00	1,85	29 000	1100	28	2,75	1,55	40 800	800	28	2,55	1,35	38 700	675
30	2,30	2,00	33 900	1200	30	3,15	1,65	46 200	925	30	2,90	1,40	41 500	725
32	2,65	2,10	37 300	1300	32	3,60	1,80	54 800	1050	32	3,30	1,50	47 800	775
34	3,00	2,25	42 900	1350	34	4,00	1,90	61 200	1125	34	3,70	1,60	54 300	860
36	3,35	2,40	48 800	1450	36	4,50	2,00	67 800	1250	36	4,20	1,70	61 300	975
38	3,75	2,50	53 000	1550	38	5,00	2,10	74 700	1300	38	4,65	1,80	68 500	1050
40	4,10	2,65	59 600	1650	40	5,60	2,20	82 000	1350	40	5,20	1,90	76 500	1125

Крановые проволочные канаты
из патентованной проволоки лемешной стали, фирмы Вольфф.

Гибкий					Особо гибкий					Чрезвычайно гибкий				
114 проволок, 6 стренг, 1 пеньковый сердечник					186 проволок, 6 стренг, 1 пеньковый сердечник					222 проволоки, 6 стренг, 1 пеньковый сердечник				
8	0,25	0,55	5100	240	8	0,25	0,45	0,29	4900	200	8	0,25	0,35	4300	180
9	0,30	0,60	6000	260	9	0,30	0,50	0,33	6100	220	9	0,30	0,40	5300	190
10	0,40	0,65	7100	290	10	0,40	0,55	0,36	7200	240	10	0,40	0,45	6700	200
11	0,45	0,75	9400	320	11	0,45	0,60	0,40	8600	260	11	0,45	0,50	8400	220
12	0,50	0,80	10 800	350	12	0,50	0,65	0,45	10 200	290	12	0,50	0,55	10 200	240
13	0,60	0,85	12 300	400	13	0,60	0,70	0,48	11 800	320	13	0,60	0,60	11 700	260
14	0,70	0,95	15 500	440	14	0,70	0,80	0,52	15 400	350	14	0,70	0,65	13 700	290
15	0,80	1,00	17 100	500	15	0,80	0,85	0,55	17 400	380	15	0,80	0,70	15 900	310
16	0,95	1,06	18 800	550	16	0,95	0,90	0,60	19 800	420	16	0,95	0,75	18 400	330
17	1,05	1,15	21 300	600	17	1,05	0,95	0,62	21 800	460	17	1,05	0,80	21 000	350
18	1,20	1,20	23 100	660	18	1,20	1,00	0,65	23 000	500	18	1,20	0,85	23 900	380
19	1,30	1,25	25 100	700	19	1,30	1,05	0,70	25 400	530	19	1,30	0,90	27 000	410
20	1,45	1,35	29 400	740	20	1,45	1,10	0,75	28 100	575	20	1,45	0,95	30 100	440
21	1,60	1,40	31 500	780	21	1,60	1,15	0,77	30 000	620	21	1,60	1,00	33 300	480
22	1,80	1,45	33 900	820	22	1,80	1,20	0,80	33 200	660	22	1,80	1,05	34 600	520
23	1,95	1,55	38 700	875	23	1,95	1,25	0,85	35 900	700	23	1,95	1,10	37 900	560
24	2,10	1,60	41 200	930	24	2,10	1,35	0,90	42 200	740	24	2,10	1,15	41 500	600
26	2,45	1,70	46 600	1050	26	2,45	1,45	0,95	48 600	810	26	2,45	1,25	49 000	690
28	2,85	1,85	55 000	1200	28	2,85	1,55	1,05	52 200	900	28	2,85	1,35	57 200	750
30	3,30	2,10	71 000	1300	30	3,30	1,65	1,10	61 000	1000	30	3,30	1,40	61 400	800
32	3,70	2,15	74 400	1400	32	3,70	1,80	1,20	74 300	1150	32	3,70	1,50	70 800	860
34	4,20	2,25	81 500	1500	34	4,20	1,90	1,25	82 500	1250	34	4,20	1,60	80 300	950
36	4,70	2,40	92 700	1600	36	4,70	2,00	1,35	92 200	1375	36	4,70	1,70	90 800	1070
38	5,20	2,55	104 900	1700	38	5,20	2,10	1,40	101 300	1430	38	5,20	1,80	101 000	1160
40	5,85	2,65	113 200	1800	40	5,85	2,20	1,50	111 900	1500	40	5,85	1,90	113 000	1240

По данным фирмы, сопротивление разрыву патентованной проволоки из тигельной стали составляет 15 000 до 16 000 *кг/см²*, а патентованной проволоки из лемешной стали 18 000 до 20 000 *кг/см²*.

Плетеные квадратные крановые канаты

из патентованной проволоки литой и лемешной стали, фирмы Вольфф.

Толщина каната *мм*	Вес 1 *м* каната *кг*	Толщина проволок *мм*	Разрывающая нагрузка: Проволока из литой стали *кг*	Разрывающая нагрузка: Проволока из лемешной стали *кг*	Наименьший допустимый диаметр навивки *мм*
152 проволоки, 8 стренг					
12	0,55	0,70	8700	10 400	350
14	0,70	0,80	11 400	13 700	400
16	0,90	0,90	14 600	17 500	450
18	1,10	1,00	18 300	21 600	500
20	1,45	1,15	22 300	26 800	550
22	1,65	1,25	26 600	31 600	600
24	1,95	1,35	31 000	38 000	650
26	2,45	1,50	40 500	48 600	750
28	2,80	1,60	46 000	54 700	800
30	3,20	1,70	51 700	62 000	850
216 проволок, 8 стренг					
12,5	0,55	0,6	9100	10 800	300
15	0,75	0,7	12 400	14 700	350
17	1,00	0,8	16 200	19 500	400
19	1,25	0,9	20 700	24 800	450
21	1,55	1,0	25 900	30 700	500
23	1,90	1,1	30 800	36 700	550
25	2,25	1,2	36 800	43 300	600
28	2,60	1,3	43 300	51 800	650
30	3,05	1,4	49 700	59 800	700
32	3,50	1,5	57 500	69 100	750
34	4,00	1,6	64 800	77 500	800

Толщина каната *мм*	Вес 1 *м* каната *кг*	Толщина проволок *мм*	Разрывающая нагрузка: Проволока из литой стали *кг*	Разрывающая нагрузка: Проволока из лемешной стали *кг*	Наименьший допустимый диаметр навивки *мм*
296 проволок, 8 стренг					
12	0,53	0,50	9000	10 700	250
13,5	0,65	0,55	10 500	12 800	275
15	0,80	0,60	12 500	15 000	300
17	1,10	0,70	17 000	20 300	350
20	1,40	0,80	22 300	26 700	400
22	1,80	0,90	28 500	34 000	450
24	2,20	1,00	35 500	42 000	500
27	2,65	1,10	41 700	50 500	550
30	3,10	1,20	50 500	59 200	600
32	3,60	1,30	59 200	71 000	650
34	4,25	1,40	68 000	83 000	700

Кабельная свивка

Толщина каната *мм*	Вес 1 *м* каната *кг*	Толщина проволок *мм*	Число проволок	Разрывающая нагрузка: Литая сталь *кг*	Разрывающая нагрузка: Лемешная сталь *кг*	Наименьший диаметр навивки
16	0,70	0,50	392	11 700	14 100	250
17,5	0,85	0,55	392	14 000	16 900	275
19	1,05	0,60	392	16 000	19 600	300
22	1,40	0,70	392	22 300	26 700	350
25	1,80	0,80	392	29 400	35 300	400
28,5	2,30	0,90	392	37 600	45 000	500
30	2,40	0,70	672	38 400	45 700	400
32	2,75	0,60	1064	44 700	53 000	350
34	3,10	0,80	672	50 400	60 500	450
37	3,75	0,70	1064	60 600	72 300	450
42	4,90	0,80	1064	79 800	95 000	500

Проволочные канаты

DIN 655

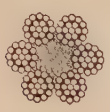
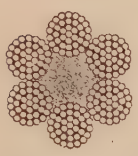
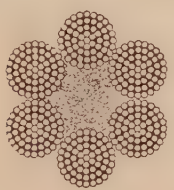
для кранов, подъемников, талей и т. под. целей.

Крестовая свивка. Прямая свивка.

правая крутка (r) левая крутка (l) правая крутка (r) левая крутка (l)

Проволоки стренг свиты в направлении, противоположном направлению свивки стренг в канате.

Направления свивки проволок в стренгах и стренг в канате одинаковы.

Конструкция		Число стренг	Число проволок в 1 стренге	Общее число проволок	Номин. диаметр каната *мм*	Диаметр проволоки *мм*	Общее сечение всех проволок в канате *мм²*	Расчетный вес 1 *пог. м.* в *кг*	Врем. сопр. разрыву *кг/мм²* 130	160	180
									Расчетная разрывающая нагрузка в *кг*		
 6 × 19 = 114 проволок, 1 сердечник из растит. волокна	A	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135	1860	2290	2570
					8	0,5	22,4	0,21	2910	3580	4030
					9,5	0,6	32,2	0,30	4190	5150	5800
					11	0,7	43,9	0,41	5700	7020	7900
					13	0,8	57,3	0,54	7450	9170	10 310
					14	0,9	72,5	0,68	9430	11 600	13 050
					16	1,0	89,4	0,84	11 620	14 300	16 090
					17	1,1	108,3	1,02	14 080	17 330	19 490
					19	1,2	128,9	1,22	16 760	20 620	23 300
					20	1,3	151,3	1,43	19 670	24 190	27 230
					22	1,4	175,5	1,66	22 820	28 060	31 590
 6 × 37 = 222 проволоки, 1 сердечник из растит. волокна	B	6	37	222	9	0,4	27,9	0,26	3630	4460	5020
					11	0,5	43,6	0,41	5670	6980	7850
					13	0,6	62,8	0,59	8160	10 050	11 300
					15	0,7	85,4	0,81	11 100	13 660	15 370
					18	0,8	111,6	1,06	14 510	17 860	20 090
					20	0,9	141,2	1,34	18 360	22 590	25 420
					22	1,0	174,4	1,65	22 670	27 900	31 390
					24	1,1	211,0	2,00	27 430	33 750	37 980
					26	1,2	251,1	2,38	32 640	40 180	45 200
					28	1,3	294,7	2,80	38 310	47 150	53 050
					31	1,4	341,7	3,24	44 420	54 670	61 510
					33	1,5	392,3	3,72	51 000	62 770	70 610
					35	1,6	446,4	4,24	58 030	71 420	80 350
					37	1,7	503,9	4,78	65 510	80 620	90 700
					39	1,8	564,9	5,36	73 440	90 380	101 680
					42	1,9	629,4	5,97	81 820	100 700	113 290
					44	2,0	697,4	6,62	90 660	111 600	125 530
 6 × 61 = 366 проволок, 1 сердечник из растит. волокна	C	6	61	366	20	0,7	140,9	1,33	18 320	22 540	25 360
					22	0,8	183,9	1,74	23 900	29 420	33 100
					25	0,9	232,8	2,21	30 260	37 250	41 900
					28	1,0	287,5	2,73	37 380	46 000	51 750
					31	1,1	347,8	3,30	45 210	55 650	61 600
					34	1,2	413,9	3,93	53 800	66 200	74 500
					36	1,3	485,8	4,61	63 150	77 730	87 440
					39	1,4	563,4	5,35	73 240	90 140	101 410
					42	1,5	646,8	6,14	84 080	103 490	116 420
					45	1,6	735,9	6,99	95 670	117 740	132 460
					48	1,7	830,7	7,89	107 990	132 910	149 530
					51	1,8	931,4	8,84	121 080	149 020	167 650
					53	1,9	1037,7	9,85	134 900	166 030	186 790
					56	2,0	1149,8	10,92	149 470	183 970	206 960

Канаты поставляются крестовой свивки и правой крутки, если специально не предписана прямая свивка или левая крутка.

Диаметр и вес пог. метра каната могут отклоняться от номинальных значений на ± 5%.

Расчетная разрывающая нагрузка каната представляет сумму разрывающих нагрузок всех проволок каната.

Разрывающая нагрузка отдельных проволок может отклоняться от средней разрывающей нагрузки всех проволок каната на ± 10%.

Диаметры барабанов, шкивов и блоков следует брать равными примерно 500-кратному диаметру проволоки. Существенные отступления в меньшую сторону уменьшают срок службы канатов.

Размеры желобков следует выбирать таким образом, чтобы проволочный канат соприкасался с профилем желобка по $^1/_3$ своей окружности. Расстояние между желобками должно быть настолько большим, чтобы канаты не могли соприкасаться при боковом отклонении их. Ни в каком случае канат не должен защемляться в желобке.

Изготовление: Канаты с сопротивлением проволоки разрыву в 130 и 160 *кг/мм²* изготовляются из светлотянутой или оцинкованной проволоки, с сопротивлением разрыву в 180 *кг/мм²* — только из светлотянутой проволоки.

Материал: Стальная проволока с временным сопротивлением разрыву от 130 до 180 *кг/мм²*.

Октябрь 1923 г.

Германский Комитет по Стандартизации (NADI) разрабатывает стандарты проволочных канатов нормальных размеров. К настоящему времени выпущен стандарт DIN 655. [Соответствующая таблица помещена на стр. 275. *Ред*].

Расчет проволочных канатов производится, как указано в томе I, стр. 672 и сл. *).

Введем следующие обозначения:

S растягивающая сила, действующая на канат в его наиболее напряженном поперечном сечении, в *кг*,

D диаметр канатного шкива в *см*,

d диаметр каната в *см*,

δ диаметр проволок каната в *см* (проволоки предполагаются круглыми и одинаково прочными),

i число проволок в канате,

α коэффициент удлинения материала проволоки (он значительно меньше, чем коэффициент удлинения целого каната; ср., между прочим, том I, выноска на стр. 662, или результаты опытов автора, сообщенные в Z. d. V. d. I., 1887, стр. 241 и сл.).

Тогда, согласно тому I, стр. 672 и сл., для общего напряжения каната действительно соотношение

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}+\beta\frac{1}{\alpha}\frac{\delta}{D}\leqq k_z \quad ^{1}) \qquad (491)$$

и при $\alpha=\frac{1}{2\,150\,000}$, $\beta=\frac{3}{8}$ (округленно)

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}+800\,000\frac{\delta}{D}\leqq k_z \quad ^{1}) \qquad (491a)$$

*) Создание теории, на основе которой возможно было бы точно рассчитывать проволочный канат, встречает непреодолимые — по крайней мере в настоящее время — затруднения, вследствие сложности явлений, происходящих в проволоках каната при действии растягивающей силы (нагрузки) и одновременном огибании им шкива или барабана. Упрощающие допущения, обычно полагаемые в основу аналитических выводов (ср. К. Ю. Милковский, „Проволочный канат в теории и горной практике“; Г. А. Чоповский, „Расчет проволочных канатов“, „Инженер“, 1906 и 1907 гг.; H. Benndorf, „Beiträge zur Theorie der Drahtseile“, Z. d. Ö. A. u. I. Verbandes, 1904, 1905 и 1907; Hirschland, „Die Formänderung von Drahtseilen“, 1906; R. Woernle, „Ein Beitrag zur Beurteilung der heutigen Berechnungsweise der Drahtseile“, 1914, и др.) (сильно понижая теоретическую ценность конечных выводов, в то же время приводят по большей части к настолько сложным формулам, что применение их для практических расчетов затруднительно. Поэтому расчет проволочных канатов производят обычно при помощи простой формулы (491). [*Ред.*].

[1]) Оценка проволочных канатов с точки зрения экономичности их эксплоатации должна исходить из той долговечности, которой можно ожидать от данного каната. Она зависит:

1. от напряжения материала проволок и от его сопротивления силам, которые имеют место в действительных условиях работы каната;

2. от повреждений, претерпеваемых проволоками во время эксплоатации:

a) там, где они прижимаются к блоку или барабану и при этом подвергаются смиманию, — т.-е. испытывают при этом внешнем соприкосновении более или менее сильную деформацию, — или же изнашиваются вследствие перетирания;

b) там, где проволоки ложатся с сравнительно сильным взаимным давлением (внутреннее соприкосновение), сминаются или же изнашиваются вследствие постоянного трения одна о другую. В местах давления, указанных в пп. a и b, смазочный материал, который должен защищать проволоки от повреждения, выжимается прочь;

Для канатов, при конструировании и выполнении которых решающее значение имеет особая их гибкость (ср. таблицы на стр. 273), поправочный коэффициент β (ср. том I, выноска 1 на стр. 674) можно уменьшить до $\frac{1}{4}$, для подъемных же канатов, гибкость которых сравнительно мала, β необходимо повышать до $\frac{1}{2}$, чему

---

3. от того, что проволоки могут ржаветь, уменьшаться в своем поперечном сечении и становиться ломкими;

4. от недостатков устройства установки и конструкции ее деталей, а также от неправильного выполнения или обслуживания. Ср. по этому поводу работу автора: „Erfahrungsmaterial über das Unbrauchbarwerden der Drahtseile", M. ü. F., Heft 177, 1915, далее, Бауман (Baumann), „Beitrag zur Frage des Unbrauchberwerdens von Drahtseilen", Z. d. b. R. V., 1915, стр. 33 и сл., Варенбергер (Wahrenberger), „Beanspruchung und Lebensdauer von Drahtseilen für Aufzüge", Z. d. V. d. I., 1915, стр. 605 и сл., Рудеloф (Rudeloff), „Untersuchung eines abgelegten Drahtseiles mit Drahtbrüchen im Innern der Litzen", V. d. V. z. B. d. G., 1920, стр. 33 и сл., а также упомянутые ниже работы Шпеера (Speer) и Гербста (Herbst).

[Исследования проволочных канатов производятся в течение последних лет в Англии по распоряжению Home Office (см. Proc. Inst. Mech. Engrs, 1920, стр. 835, и 1924, стр. 1193, Engineering, 1924, vol. 118, стр. 856, и 1928, vol. 125, стр. 522) и в Германии в специальном Исследовательском Институте при Штуттгартском Высшем Техническом Училище. Первые результаты еще незаконченных к настоящему времени опытов (октябрь 1927 — октябрь 1928 г.) опубликованы Вернле (R. Woernle, „Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage") в Z. d. V. d. I., 1929, стр. 417 и сл. Они показывают, что:

1. с увеличением радиуса дна желобка срок службы каната быстро падает, вследствие увеличения удельного давления между канатом и шкивом;

2. в отношении долговечности, прямой свивке должно быть отдано предпочтение перед крестовой; разрушение каната прямой свивки происходит постепеннее и медленнее, нежели каната крестовой свивки;

3. с увеличением нагрузки срок службы каната быстро уменьшается;

4. на отношение $\frac{D}{\delta}$ (при условии одинаковой долговечности) имеет очень существенное влияние конструкция каната, направление свивки и др. факторы; невыгодны большие числа проволок и малые диаметры их (эта серия опытов еще не закончена);

5. изгиб каната в противоположных направлениях уменьшает срок службы каната примерно на 25%.

Чрезвычайно интересными представляются результаты испытаний троссов из оцинкованной проволоки: оказалось, что, противно обычно принимаемому ослаблению каната вследствие оцинкования на 10 до 30%, в действительности оцинкованный канат, при прочих равных условиях, даже несколько долговечнее троссa из неоцинкованной проволоки. (Ср. выноску на стр. 269). Окончательные выводы можно будет, впрочем, сделать по заключении предпринятых опытов *Ред.*].

Теоретический точный расчет напряжения проволок в троссе, — как уже было указано в томе I, стр. 674, — невозможен. Против первого члена левой части формулы

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2} + \beta\frac{1}{\alpha}\frac{\delta}{D} \leqq k_z$$

возражать не приходится, но зато вызывает сомнения второй член, который должен выражать напряжение изгиба. Если, как указано в томе I, стр. 674, рассматривать β, как общий поправочный коэффициент, определяемый из данных опыта эксплоатации или из испытаний на усталость, то сохранение второго члена все же представляется уместным, пока он не будет заменен чем-то более совершенным. Автор считает совершенно необходимым, чтобы учащийся или начинающий инженер, рассчитывая проволочный канат, ясно представляли себе, что при навивании такого каната на барабан или при огибании им блока, в нем, вследствие изгиба, возникают еще добавочные напряжения, которые складываются с уже имеющимися (растяги-

соответствует колебание числового коэффициента во втором члене левой части ур. (491а) между 537 500 и 1 075 000 *).

При условии целесообразной конструкции каната и применения высокосортного, в особенности — достаточно вязкого материала (ср. том I, стр. 118), можно допускать следующее общее напряжение k_z:

для канатов из железной проволоки не выше 1500 *кг/см²*,
„ „ „ проволоки литой стали „ „ 3000 *кг/см²*,

если предполагается возможность подъема и людей. В этом последнем случае обычно считают, что значение первого члена в ур. (491) не должно превышать $^1/_{10}$ разрывающего напряжения проволок.

вающие напряжения от груза, а также начальные напряжения проволок, обусловленные самым способом изготовления тросса). Мнение, высказанное в двух статьях в журнале „Glückauf", 1919, стр. 849 и сл. (Speer, „Sollen Förderseile auf Biegung berechnet werden?"), 1920, стр. 27 и сл. (Herbst, „Biegungsbeanspruchung von Förderseildrähten"), будто бы проволочные канаты нет надобности рассчитывать на изгиб, вообще говоря, не может быть признано правильным. В его основе лежит предпосылка, что отношение $D:\delta$ берется настолько большим, чтобы дальше можно было вести расчет только по значениям σ_z, предписанным правилами Горного Управления. На самом же деле, при этом мы, именно выбором достаточно большого отношения $D:\delta$, настолько уменьшаем напряжение изгиба, что выбранное σ_z становится допустимым (ср. также неоднократно упоминавшуюся книгу Вышомирского).

*) Значение поправочного коэффициента β в формуле (491) в течение ряда лет служило предметом оживленной дискуссии, не законченной и к настоящему времени. Против предложенного Бахом значения $\beta = \frac{3}{8}$ выдвигают справедливые возражения, что чрезвычайно короткий срок службы проволочных канатов, приходящих в негодность не в результате ржавления или естественного износа, а вследствие поломки проволок, свидетельствует о высоких изгибающих напряжениях во время работы. С другой стороны, в троссе имеются отдельные проволоки, параллельные или почти параллельные оси каната, для которых, следовательно, напряжение изгиба близко к $\frac{1}{\alpha}\frac{\delta}{D}$, т.-е. $\beta \cong 1$.

Исааксен (Isaachsen, Z. d. V. d. I., 1907, стр. 652 и сл.) первый доказал, что форма проволок в канате (винтовая линия „двойной кривизны"), вообще говоря, не обеспечивает уменьшения напряжений в канате.

Основываясь на законе Гука, Бок (Bock, „Die Bruchgefahr der Drahtseile", дисс., 1909) дает для напряжения на изгиб проволоки уравнение

$$\sigma_b = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} \cos^2 \gamma,$$

где γ угол наклона этой проволоки к оси каната. В случае крестовой свивки для проволок наружных слоев $\gamma \cong 0°$ и $\cos^2 \gamma \cong 1$, т.-е. для них $\beta \cong 1$. Для канатов прямой свивки получается аналогично $\gamma \cong 25°$, $\cos^2 \gamma \cong 0{,}80$ и для наружных проволок

$$\sigma_b \cong 0{,}8 \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D},$$

т.-е. $\beta \cong 0{,}8$. Что касается внутренних проволок, то для них в канатах крестовой свивки $\beta < 1$, в канатах прямой свивки $\beta = 1$. Для канатов из соответственно „подготовленных" проволок Исааксен предложил считать $\beta = 0{,}5$ при изгибании каната в одном направлении и $\beta = 1$ при изгибании его в противоположных направлениях. Заметим, что американские специальные фирмы принимают $\beta = 0{,}5$ или 0,45 (см. Machinery's Handbook, 1927, стр. 439).

Как показывает Вышомирский (стр. 33 и сл.), при известных условиях могут достигнуть заметной величины также и напряжения проволок на скручивание. [*Ред.*].

Если же поднимать предполагается только мертвые грузы, и притом наибольший расчетный груз — лишь изредка и с должными предосторожностями, то можно допускать

для канатов из проволоки литой стали — не выше 4000 $кг/см^2$.

Наибольшие значения, указанные для стальной проволоки, относятся к первоклассному материалу.

По возможности, следует оставаться ниже этих напряжений. Это необходимо в особенности в тех случаях, когда нельзя избежать попеременного изгиба троса то в одну, то в другую сторону (ср. том I, выноска на стр. 643 и 644). По поводу тенденций превышать приведенные допускаемые значения k_z можно указать, что уже и при этих значениях превзойдены обычные нормы для наибольшего допускаемого напряжения соответствующего материала, и это тем более важно, что в качестве растягивающей силы S в расчет вводят большей частью лишь статическую нагрузку каната, т.-е. пренебрегают повышением напряжения в начале подъема (ускорение поднимаемых масс) [1]. Обычный способ подсчета этого напряжения умножением ускоряемых масс на ускорение может дать значения, которые на много ниже действительных, так как при этом способе расчета канат и другие органы передачи движения предполагаются жесткими, тогда как вследствие своей упругости они в действительности производят колебания, вызывающие в зависимости от обстоятельств более или менее значительные добавочные напряжения. Подробное рассмотрение процессов этих колебаний, которые, кстати сказать, не вполне поддаются расчету (толчки, неравномерное торможение и т. д.) завело бы нас слишком далеко [2].

Если, в силу особых обстоятельств, напр., при очень глубоких шахтах или также при устройстве некоторых подъемников, приходится допускать очень высокие напряжения, то это вместе с тем особенно обязывает пользоваться возможно лучшим материалом, придавать блокам и барабанам достаточно большие диаметры, чтобы по возможности щадить канат, и тщательно следить за состоянием последнего. Кроме того, в подобных случаях приходится мириться с меньшей долговечностью троссов.

Диаметр блоков и барабанов должен быть возможно большим *).

---

[1]) При суждении о выполненных и оправдавшихся на практике установках, рассчитанных на такие максимальные грузы, при действии которых напряжения много превышают значения k_z, указанные выше, никогда не следует забывать поставить вопрос: поднимали ли они в действительности этот максимальный груз и, если да, то как часто?

Кроме того, нужно иметь в виду, что высокие напряжения материала, допускать которые иной раз вынуждают особые обстоятельства, выходят за пределы тех значений, которые считаются допускаемыми в общем случае.

[2]) Из работ, посвященных этому вопросу, кроме трудов Пфлейдерера и Гейландта, упомянутых в томе I, стр. 67, назовем еще: Jahnke u. Keinath, „Zur Überwachung von Schacht- und Fördermaschinen während der Betriebsfahrt", Preussische Ministerial-Zeitschrift für das Berg-, Hütten- und Salinenwesen, 1921, 2. Abhandlungsband, стр. 153 до 184; Jahnke u. Heilmann, „Schachtprüfungen während des Betriebes auf Zechen des Ruhrkohlenbezirks", Glückauf, 1921, стр. 981 и сл., 1922, стр. 401 и сл.; Heilmann, „Messungen von Seilschwingungen an Schachtförderanlagen, Aufzügen u. s. w.", Maschinenbau, 1922, Heft 10, стр. 634 и сл., и уже упомянутую книгу Вышомирского.

*) Диаметр канатного блока или барабана в зависимости от толщины проволоки можно определить путем следующего рассуждения.

Для рудничных и шахтных подъемных троссов следует принимать, по возможности,

$$D \geqq 1000\,\delta \text{ или } \delta \leqq \frac{D}{1000}. \qquad (492)$$

Лишь под давлением необходимости допускают D значительно ниже. Ценные данные по этому вопросу, а также и по другим, касающимся проволочных канатов, содержит статистика по рудничным подъемным канатам, опубликованная в Glückauf, 1919, стр. 869 и сл. Она показывает, что для главных подъемников D принимают от 1390 до 2097 δ, для канатов второстепенных подъемников D составляет от 725 до 1144 δ. При одном и том же диаметре проволоки δ рекомендуется принимать D тем больше, чем значительнее толщина каната d, и чем он менее гибок по своей конструкции. Таким образом, соблюдая требование, выраженное ур. (492), предпочитают делать D более $100\,d$ и лишь в случае необходимости понижают это значение до $70\,d$.

Для проволочных канатов, предназначенных для воротов (см. стр. 272), фирма Фельтен и Гильом рекомендует соотношение $D \geqq 300\,\delta$.

Для кабельных троссов (стр. 272) эта фирма допускает $D \geqq 400\,\delta$.

Если в ур. (491)

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2} + \beta\frac{1}{\alpha}\frac{\delta}{D} \leqq k_z = \sigma_z + \sigma_b$$

выбрать для определенного значения i диаметр проволоки δ настолько малым, чтобы $\sigma_z = k_z$, то $\sigma_b = 0$, т.-е. $D = \infty$. При увеличении (теоретическом) диам. проволоки до $\delta = \infty$, $\sigma_z = 0$ и $\sigma_b = k_z$, следовательно, $\frac{\delta}{D}$ = конечной величине, т.-е. снова $D = \infty$. Таким образом, для наиболее благоприятного значения δ, которое должно лежать между двумя указанными выше значениями этого размера, из уравнения

$$\frac{dD}{d\delta} = \frac{\beta}{\alpha} \cdot \frac{k_z - \frac{3S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}}{\left(k_z - \frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2}\right)^2} = 0$$

получается

$$\frac{S}{i\frac{\pi}{4}\delta^2} = \sigma_z = \frac{1}{3}k_z$$

и на основании ур. (491)

$$\sigma_b = \beta \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} = \frac{2}{3}k_z,$$

т.-е.

$$\frac{D}{\delta} = \frac{3\beta}{2\alpha} \cdot \frac{1}{k_z}.$$

Так, напр., для проволоки с $K_z = 12\,000$ *кг/см²* при коэффициенте безопасности $= 10$, т.-е. $k_z = 1200$ *кг/см²*, при $\alpha = 2\,150\,000$ и $\beta = \frac{\sigma}{8}$, последнее соотношение дает

$$\frac{D}{\delta} = \frac{3 \cdot 3 \cdot 2\,150\,000}{2 \cdot 8 \cdot 1200} \cong 1000.$$

См. C. Rohen, „Maschinen-Elemente", I Teil (1923), стр. 376, и статью H. Blasius в Z. d. V. d. I., 1914, стр. 663. [*Ред.*].

Для крановых троссов действительно это же соотношение, при чем D может быть понижено до $18\,d$ [1]).

Иногда принимают D еще меньше, однако, даже при чрезвычайной гибкости троссa (при усиленном использовании и отклонениях его в разные стороны), все же не рекомендуется понижать D настолько, как это показано в таблицах на стр. 273.

Для канатов, подверженных сильному изнашиванию, напр., для волочащихся по земле канатов наклонных ходов, следует брать не слишком тонкие проволоки. Такие канаты, впрочем, изготовляют более толстыми, чем получается по расчету, т.-е. принимают для них меньшую допускаемую нагрузку. Если они подвергаются атмосферным влияниям, а тем более — воздействию кислых рудничных вод, то целесообразно делать их из оцинкованных или покрытых свинцом проволок [2]). Во всяком случае, при действии кислых рудничных вод канат следует изготовлять из не слишком тонкой проволоки. Нередко проволочные канаты защищают от указанных влияний посредством специального лака. В отношении смазки сохраняет силу сказанное в томе I, стр. 657. Требование, чтобы смазочный материал проникал внутрь каната, делает необходимой регулярную очистку его поверхности от грязи. Такая очистка необходима уже для того, чтобы при осмотре каната во время обычных периодических испытаний от внимания не ускользали разрывы отдельных проволок. В виду большой длины тех канатов, о которых здесь идет речь, обычное в прежнее время нанесение смазки при помощи щетки стали теперь заменять механической подачей ее (обрызгивание с помощью сжатого воздуха и т. д.); ср., напр., Fördertechnik, 1921, Heft 25, стр. 321.

Предполагая, что канат занимает вертикальное положение, обозначим через

Q величину поднимаемого груза в *кг*,

l наибольшую длину висящего вертикального конца каната в *м*.

Тогда максимальная растягивающая сила, если не принимать во внимание динамических влияний, будет равна

$$S = Q + ql = Q + \zeta i \delta^2 l, \qquad (493)$$

где приближенно

$$\zeta = 0{,}75 \text{ до } 0{,}8.$$

При подъеме груза с большой глубины напряжение от собственного веса ql каната становится весьма значительным и во много раз превосходит величину груза Q.

---

[1]) Ср., напр., конструкции, описанные в Z. d. V. d. I., 1884, стр. 710 и сл.: $\delta = 1$ *мм*, $i = 373$, $d = 35$ *мм*, $D = 450$ до 550 *мм*; 1887, стр. 371 и сл.: такой же канат, но барабан $D = 650$ *мм*.

[Согласно правилам Морского Ведомства, действующим в СССР, диаметры шкивов и роульсов, через которые проходит проволочный тросс, должны быть не меньше 6 окружностей троссa, т.-е. $D \geqq 18{,}8\,d$.

Для плоских проволочных канатов обычно принимают диаметр бобины $D = (400$ до $600)\,\delta$. *Ред.*].

[2]) Мнения о достоинствах этой меры, применяемой к тому же лишь изредка, разноречивы. О влиянии оцинковки на прочность проволок ср. статьи Шпеера (Speer) в Glückauf, 1910, стр. 790 и сл., Винтера (Winter) там же, стр. 838 и сл. По данным статистики канатов получается, что канаты из оцинкованных или покрытых свинцом проволок обнаруживают в сырых шахтах, при условии надлежащего выполнения, бо́льшую долговечность (Glückauf, 1919, стр. 962; 1922, стр. 561). [См. по этому поводу выноски на стр. 269 и 277. *Ред.*].

Отсюда следует, что при полной нагрузке призматического каната в месте схода его с барабана, его прочность в том месте, где он связан с грузом, бывает использована лишь в малой доле. Следовательно, внизу канат может быть сделан тоньше, чем вверху: в сущности говоря, ему следовало бы придавать форму тела равного сопротивления (см. том I, ур. (16), стр. 23) и для этого уменьшать, в направлении сверху вниз, число проволок или же, сохраняя число их неизменным, располагать внизу проволоки более тонкие, чем наверху, т.-е. применять утоняющийся тросс. Такие конструкции канатов в действительности и применялись для глубоких шахт, как в виде круглых, так и плоских канатов [1]).

[1]) По этому поводу, ср., напр., сообщения Габермана (C. Habermann) в Österreichische Zeitung für Berg- und Hüttenwesen, 1890, стр. 403 и сл., а также 1895, стр. 193 и сл. В последней статье особое внимание посвящено канатам шахты „Kaiser Franz-Josef“ (на Пржибрамском Горном Заводе), представляющим собой утоняющиеся круглые канаты, длиной в 1250 *м*, свитые каждый из 48 проволок тигельной стали „Экстра“, сопротивлением на разрыв 18 000 *кг/см²*. На протяжении верхних 300 *м* каната проволоки имеют диаметр в 2,5 *мм*, далее следуют участки тросса, длиной по 200 *м*, из проволоки диам. 2,4, 2,3 и 2,2 *мм* и, наконец, участок из проволоки диам. 2,1 *мм*. Диаметр каната составляет вверху 29,5 *мм*, внизу 23,5 *мм*. Восемь стренг, каждая из 6 проволок, имеют внутри, в целях обеспечения возможно большей гибкости, пеньковые продольные прокладки, играющие роль сердечников. Согласно сообщению Габермана, эти канаты, при $D = 3800$ *мм*, хорошо оправдались в указанных ниже условиях нагрузки, при чем срок их службы составлял, в среднем, 36,6 месяцев, а произведенная ими полезная работа — в среднем, 87 395 миллионов килограммометров.

Нагрузка каната клетью	1100 *кг*		1100 *кг*
„ „ тележкой	600 „		
„ „ наибольшим грузом .	2000 „	людьми .	840 „
Сумма .	3700 *кг*	Сумма	1940 *кг*
Собственный вес каната	2439 *кг*		2439 *кг*
Сумма .	6139 *кг*.	Сумма	4379 *кг*.

Общее поперечное сечение проволок в самом верхнем конце каната

$$48\,\frac{\pi}{4}\,0{,}25^2 = 2{,}3562 \text{ } см^2,$$

в самом нижнем конце

$$48\,\frac{\pi}{4}\,0{,}21^2 = 1{,}6625 \text{ } см^2.$$

Следовательно, растягивающее напряжение:

1. при подъеме наибольшего груза

в верхнем конце каната

$$\sigma_z' = \frac{6139}{2{,}3562} = 2605 \text{ } кг/см^2$$

в нижнем конце

$$\frac{3700}{1{,}6625} = 2226 \text{ } кг/см^2;$$

2. при подъеме людей

в верхнем конце каната

$$\sigma_z'' = \frac{4379}{2{,}3562} = 1858 \text{ } кг/см^2$$

в нижнем конце

$$\frac{1940}{1{,}6625} = 1167 \text{ } кг/см^2.$$

К этому напряжению присоединяется еще напряжение изгиба. Ур. (491a), стр. 276, дает для него значения;

в верхнем конце каната

$$800\,000\,\frac{2{,}5}{3800} = 526 \text{ } кг/см^2$$

в нижнем конце

$$800\,000\,\frac{2{,}1}{3800} = 442 \text{ } кг/см^2.$$

Для образования петли в целях прикрепления крюка и т. п. применяют канатные коуши по фиг. 703. Конец огибают вокруг коуша и тщательно сплеснивают с канатом *).

Фиг. 703.

[В СССР действуют следующие ведомственные технические условия и правила испытания проволочных канатов:

1. Технические условия НКПС 331 ТУ 24. Согласно этим условиям, для изготовления тросса может применяться проволока диам. не менее 0,8 *мм* и не более 2,5 *мм*. Испытаниям подвергается как проволока тросса — на разрыв (временное сопротивление разрыву указывается в заказе) и на загиб в холодном состоянии, так и тросс в целом виде, при чем пробная нагрузка, равная полуторной от проектной, не должна вызывать в канате остающихся удлинений.

2. В Морском Ведомстве пользуются „Правилами для изготовления, испытания и приема в казну стальных проволочных троссов различного назначения и выделки", см. „Полный свод технических условий, принятых во флоте" (Ленинград, 1925), стр. 57 и сл. Там же (стр. 69 и сл.) помещены „Правила для употребления и хранения проволочных канатов на судах флота".

Согласно этим правилам, при испытании удлинение должно быть заметно лишь когда нагрузка достигает $^1/_6$ разрывающей. *Ред.*].

2. Блоки и барабаны.

Желобки канатных блоков (шкивов) могут иметь форму по фиг. 704 или по фиг. 687 и 688, стр. 262.

Таким образом, общее напряжение получается равным:

1. при подъеме наибольшего груза

в самом верхнем конце кана а	в самом нижнем конце
$2605 + 526 = 3131$ *кг/см²*	$2226 + 442 = 2668$ *кг/см²*;

2. при подъеме людей — соответственно

$1858 + 526 = 2384$ *кг/см²*,	$1167 + 442 = 1609$ *кг/см²*.

Во время работы напряжение было, повидимому, несколько меньше. Для него даны (последняя упомянутая статья, стр. 194, правый столбец) значения

для подъема грузов	для подъема людей
$\sigma_z' = 2488$ *кг/см²*,	$\sigma_z'' = 1741$ *кг/см²*,

чему соответствует общее напряжение

$2488 + 526 = 3014$ *кг/см²*	$1741 + 442 = 2183$ *кг/см²*.

Подробнее о конструкции и о применении утоняющихся троссов см. книгу Выш о мирского, упомянутую в выноске на стр. 264, а также Тейвес и Ферстер (Teiwes und Förster), „Die Bergwerksmaschinen, III Band, Schachtfördermaschinen", Berlin, 1913.

*) Заводы обычно поставляют проволочные канаты с уже вчаленным коушем. Различные типы последних и способы их закрепления — см. Ратновский, вып. 1, стр. 83 и сл. [*Ред.*].

[Профиль желобка по фиг. 704 стандартизован DIN 690. Его размеры определяются следующей таблицей

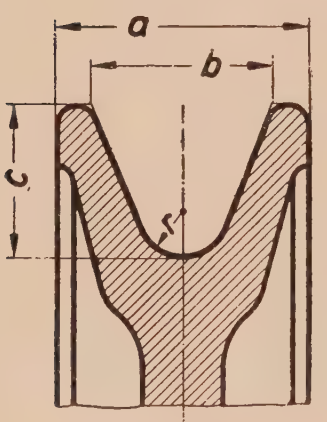
мм

Для канатов диаметром	*a*	*b*	*c*	*r*
6,5 до 9	30	20	18	5
9,5 до 14	40	30	25	8
15 до 20	56	40	32	12
22 до 26	72	50	40	15
28 до 31	80	60	48	18
33 до 39	95	72	56	22
42 до 48	115	85	64	25
51 до 56	135	100	75	30

Остальные размеры желобка остаются свободными. *Ред.*].

Желобки направляющих блоков обычно не снабжают обкладкой, но зато они должны быть аккуратно выточены (ср. ниже). Их глубину принимают равной от $2^1/_2$ до 3 диаметров каната, для того, чтобы достаточно обеспечить его от выскакивания из желобка. В целях уменьшения износа каната, желобку следует придавать такую форму, чтобы канат прилегал к его дну приблизительно третью своей окружности. Кроме того, следует избегать острых кромок, к которым мог бы прикасаться канат. В особенности нужно следить за этим при пользовании старыми шкивами, на которые приходится надевать новый канат. Если старый канат протер в желобке углубление, то обычно сопряжение этого углубления с оставшимся первоначальным профилем желобка имеет форму острой кромки, которая быстро разрушит несколько более толстый новый канат, если ее предварительно не удалить проточкой желобка.

Фиг. 704.



В отношении прочих деталей конструкции мы можем сослаться на сказанное в томе I, стр. 683 и сл.*). Здесь нужно остановиться еще только на влиянии переменной скорости подъемного каната. Чем больше живая сила, накопленная блоком, тем значительнее должно быть скольжение между ним и канатом, а вместе с тем и износ последнего при всяком изменении скорости. Отсюда следует, что момент инерции, а следовательно и вес блока, должны быть возможно малыми,

*) Большое число конструкций канатных блоков и барабанов описано в уже упомянутой книге Л. З. Ратновского, „Подъемные краны“, вып. 3 (СПБ., 1912). [*Ред.*].

и далее, что блок целесообразно делать из материала более мягкого, чем канат. Надежнее всего можно достигнуть этого, выстилая желобки направляющих блоков подобно тому, как это делают с ведущими блоками (см. стр. 290).

Для обеспечения правильного набегания каната, расстояние между осями барабанов и блоков должно составлять не менее 25-кратной до 30-кратной длины барабана. В случае надобности, целесообразно делать блок передвижным в аксиальном направлении, для чего либо цапфы оси делают длиннее подшипников, либо самый блок делают передвижным вдоль оси.

Относительно влияния величины угла отклонения набегающих канатов см. стр. 263. При проволочных троссах за наибольшее допускаемое значение этого угла обычно принимают 1° 30′. Лучше, однако, оставаться значительно ниже этого предела. Соответствующие опытные данные имеются, между прочим, в статье Гербста (Herbst), „Ergebnisse der preussischen Statistiken der Schachtförderseile für das Jahr 1910“, Glückauf, 1912, стр. 333 и сл.

Фиг. 705 изображает вид и разрез барабана для проволочного каната, завода DEMAG-Штуккенгольц (Deutsche Maschinenfabrik A.-G., Duisburg, Werk Stuckenholz), по чертежам этой фирмы. На чертеже показан, в частности, способ закрепления каната в барабане посредством прижимных планок с угловым вырезом и нажимных винтов. В малых барабанах каждая планка прижата только одним винтом. По цилиндрической поверхности барабана проточена по винтовой линии канавка, профиль которой имеет форму небольшой дуги окружности; эта канавка служит для направления каната и для предупреждения взаимного соприкосновения его витков. Канат должен прилегать к профилю канавки барабана приблизительно одной третью своей окружности. Шаг винтовой канавки барабана принимают, примерно, на 2 *мм**) больше диаметра каната. Если проволочный тросс навивать на гладкий барабан, при чем отдельные витки троса прижимаются друг к другу, то наблюдается сильный износ последнего, в виду чего рекомендуется не пользоваться для троссов гладкими барабанами даже в том случае, когда рабочая поверхность их сделана из дерева.

Закрепление проволочного каната в лебедочном барабане [конструкция завода Эслинген (Maschinenfabrik Esslingen)] при помощи клиновидной зажимной колодки изображено на фиг. 706.

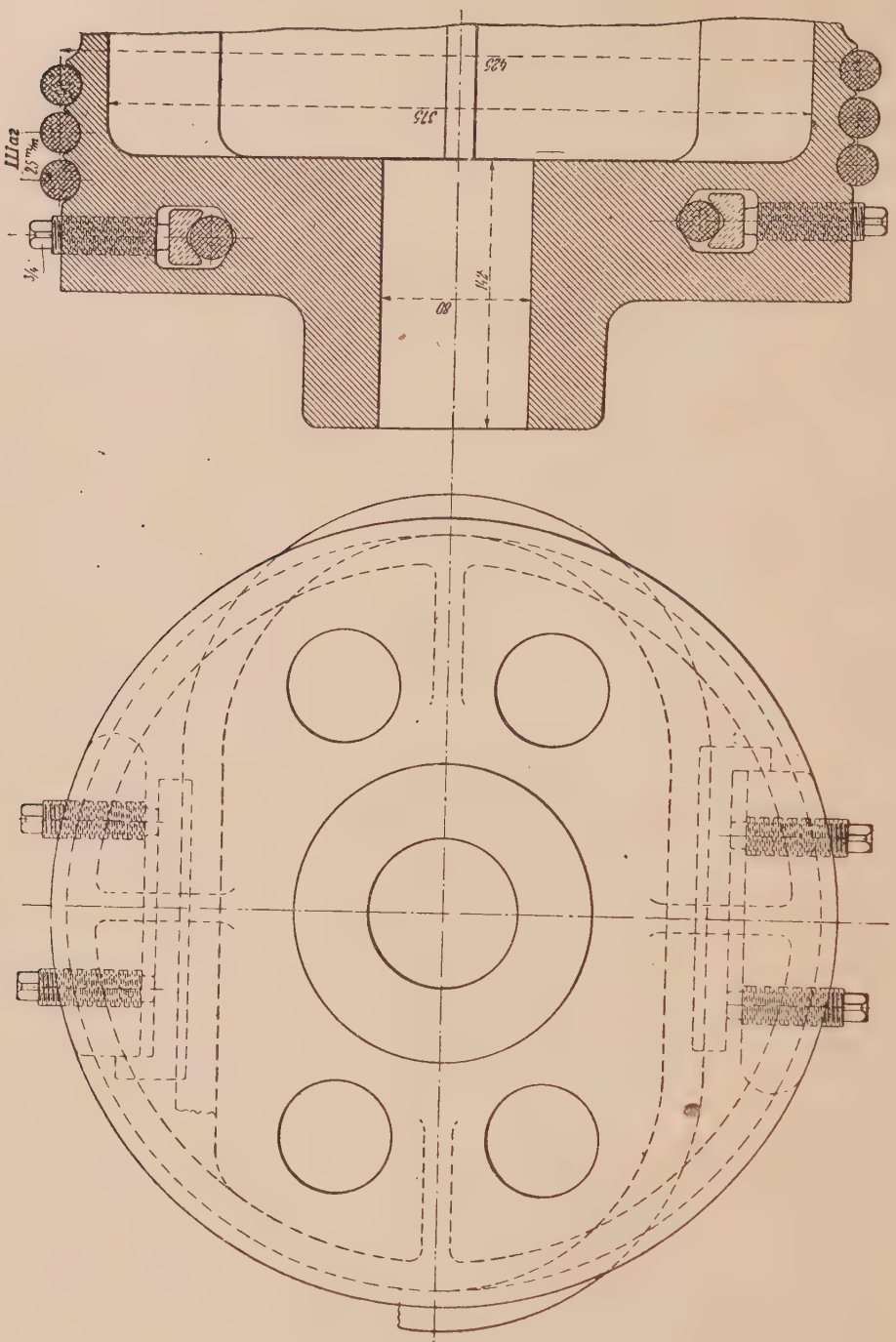
В остальном к барабанам проволочных троссов относится все то, что было сказано по поводу пеньковых канатов на стр. 262 и сл. Кроме цилиндрических барабанов, применяют также конические, с целью получения возможно меньшей изменяемости вращательного момента на всей длине подъема. Подробнее этот вопрос рассматривается в специальных трудах по подъемным машинам, в особенности же — в тех, которые посвящены рудничным подъемным машинам [1]).

В шахтных подъемных машинах, особенно для больших глубин, вместо барабана, который в таких случаях выходит очень тяжелым, применяют так называемый ведущий шкив или шкив Кёпе (Köpe), в котором, — подобно тому, как это показано на фиг. 689, стр. 263, в применении к подъемнику, — окружное трение используется для передачи силы. При этом повышение трения, достигаемое на фиг. 689

---

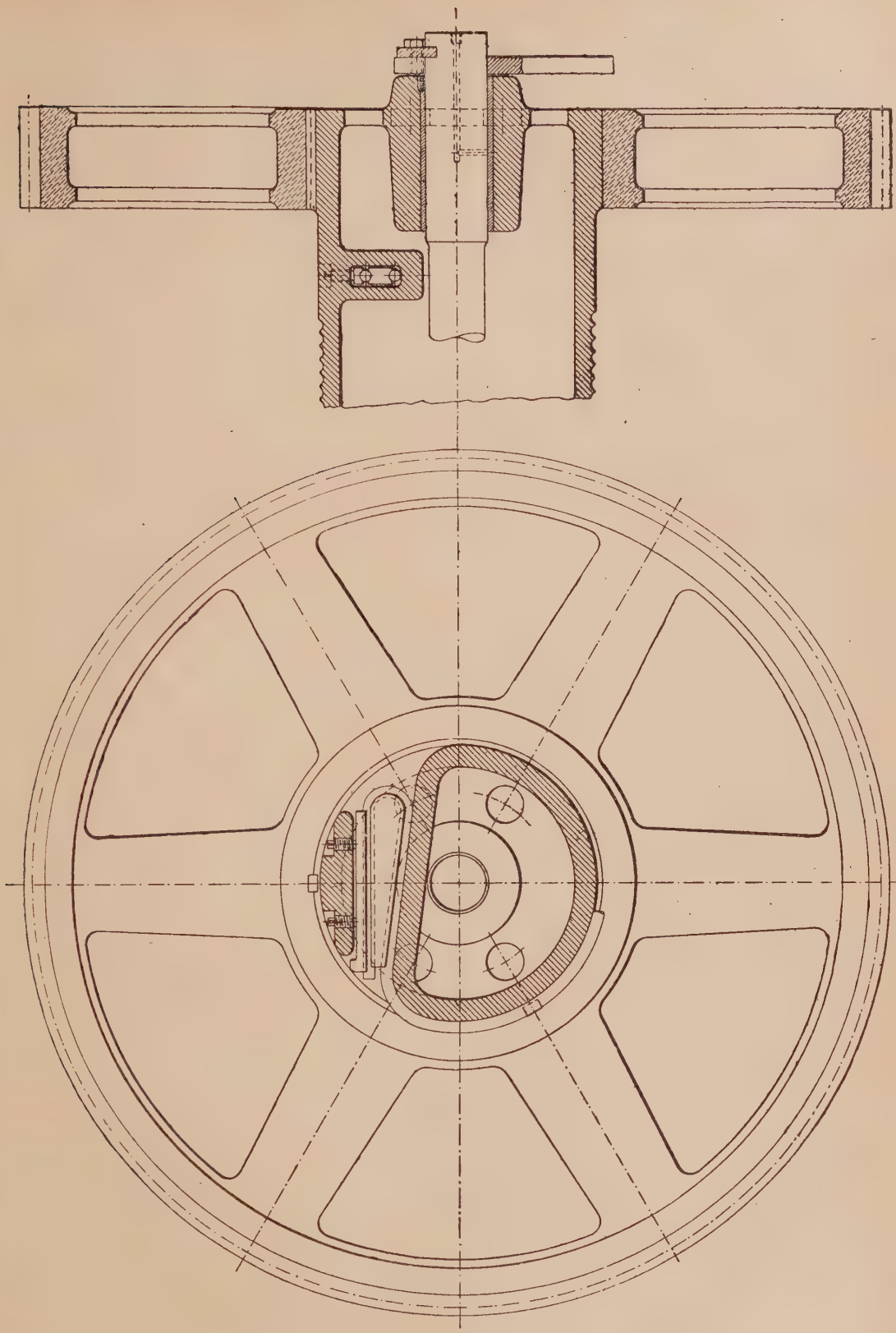
*) До 5 *мм*. [*Ред.*].

[1]) См. книгу Тейвеса и Ферстера, упомянутую в конце выноски на стр. 283, а также Эрнст (Ernst), „Die Hebezeuge“, 4-ое изд., Berlin, 1903.



Фиг. 705.

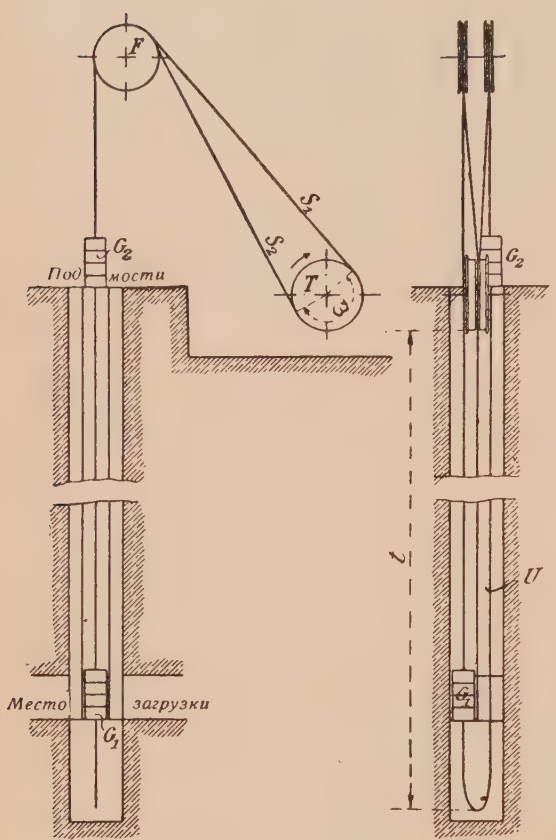
посредством противовеса, получается здесь благодаря применению нижнего каната между клетями: см. фиг. 707, где T — приводимый в движение машиной подъема ведущий шкив, в желобке которого движется подъемный канат, F — два направляющих блока, расположенные над клетями, U — нижний канат. К статическим



Фиг. 706.

силам, единственно учитываемым в случае устройства по фиг. 689, здесь присоединяются еще силы инерции, влияние которых на максимальный вращательный момент двигателя может быть весьма значительно, как показывает следующий пример.

Фиг. 707.



Для устройства по фиг. 707 введем обозначения:

G_1 — вес находящейся в месте загрузки клети, в которой находится полезный груз G_n;

G_2 — вес клети на верхней платформе („полотенце" верхнего шахтного венца), включая вес пустой тележки;

G_s — вес всего каната;

G_t — вес части каната длиною t, при чем принимается, что вес верхнего и нижнего канатов одинаков;

G_f — вес одного направляющего блока F, отнесенный к середине каната;

W — сумма сопротивлений движению (сопротивление воздуха, трение направляющих, жесткость каната, трение в подшипниках блоков), приходящихся на одну ветвь каната в момент начала движения;

S_1 — сила натяжения каната в месте набегания на ведущий шкив T;

S_2 — сила натяжения каната в месте сбегания с ведущего шкива.

Тогда, если пренебречь влиянием колебаний на величину натяжения каната, т.-е. если рассматривать последнюю, как состоящую только из статической силы, уравновешивающей грузы, и из динамической силы для сообщения массам ускорения b, в момент начала движения будем иметь:

$$S_1 = G_1 + G_t + W + (G_1 + 0{,}5\,G_s + G_f)\frac{b}{g} \qquad (494)$$

$$S_2 = G_2 + G_t - W - (G_2 + 0{,}5\,G_s + G_f)\frac{b}{g}. \qquad (495)$$

Если силы S_1 и S_2 связать уравнением (см. том I, стр. 581)

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\omega}, \qquad (496)$$

т.-е. если пренебречь длиной участка, на котором канат соприкасается с шкивом [1]), то для существующей установки, пусковое ускорение которой известно из диаграммы движения, можно вычислить соответствующее значение μ. Так как диаграмма дви-

[1]) Данные практики показывают, что последнее допущение не вполне отвечает действительности; ср., например, D. P. J., 1907, стр. 755.

жения дает среднее значение ускорения, от которого мгновенное значение последнего может отклоняться вверх или вниз, — вследствие влияния колебаний каната (ср. стр. 279), а также вследствие переменного сопротивления направляющих клети, — то найденное этим способом значение μ уже учитывает и указанные побочные влияния. Распространение полученного значения μ на другие установки допустимо поэтому, конечно, лишь постольку, поскольку в них можно ожидать с уверенностью наличия аналогичных условий. Если бы, однако, мы пожелали, воспользовавшись значением μ, полученным из статических опытов, вычислить на основании приведенных уравнений максимальное ускорение, допустимое при наличии колебаний каната, то, в результате пренебрежения упомянутыми выше влияниями, получилась бы более или менее значительная ошибка.

Пример. Подъемная установка на руднике Вильгельмина-Виктория в Гельзенкирхене (см. M. ü. F., Heft 110 и 111, 1911 г., стр. 83 и сл.)

$$G_n = 4600 \text{ кг}, \quad G_2 = 7050 \text{ кг}, \quad G_1 = G_2 + G_n = 11\,650 \text{ кг}.$$

Общая длина каната 1390 *м*, $t \cong 620$ *м*, вес погонного метра каната 7,5 *кг*. Отсюда

$$G_s \cong 10\,400 \text{ кг}, \quad G_t = 4650 \text{ кг}, \quad G_f = 3050 \text{ кг},$$

угол сбхвата

$$\omega = 3{,}28,$$
$$W = 200 \text{ кг}.$$

Пусковое ускорение, согласно диаграмме движения (фиг. 94 в указанном источнике), в первый момент равно 1 *м/сек*^{2}, затем составляет около 2 *м/сек*^{2}. Для последнего значения получаем:

$$S_1 = 11\,650 + 4650 + 200 + (11\,650 + 5200 + 3050)\,\frac{2}{9{,}81} =$$
$$= 16\,500 + 4060 = 20\,560 \text{ кг},$$
$$S_2 = 7050 + 4650 - 200 - (7050 + 5200 + 3500)\,\frac{2}{9{,}81} =$$
$$= 11\,500 - 3120 = 8380 \text{ кг},$$

$$S_1 - S_2 = (16\,500 - 11\,500) + (4060 + 3120) = 5000 + 7180 = 12\,180 \text{ кг}.$$

Таким образом, все усилие, подлежащее передаче посредством трения каната, состоит из двух частей: из статической силы в 5000 *кг* и динамической, равной 7180 *кг*; вторая из них, таким образом, значительно больше первой. Статическая сила $11\,650 + 4650 = 16\,300$ *кг* (без сопротивления W), обычно полагаемая в основу расчета каната, увеличивается, следовательно, благодаря силе ускорения, на 4060 *кг*, т.-е. почти на 25%. Присоединяющиеся, далее, силы, обусловленные колебаниями, точному расчету не поддаются (ср. стр. 279 и сл.). Это побуждает придавать шкивам большой диаметр, чтобы не допускать высоких напряжений изгиба, которые еще увеличивают напряжения, являющиеся следствием упомянутых выше сил.

Из равенства

$$20560 = 8380 \cdot e^{\mu \cdot 3{,}28}$$

следует

$$\mu = 0{,}274.$$

Это сравнительно высокое значение — данные для μ колеблются обычно между 0,16 и 0,25 [1]) — может быть объяснено тем, что канат не смазан, при чем последнее обстоятельство следует рассматривать как исключение.

На табл. 52 изображен шкив Кёпе, или ведущий шкив, изготовленный Зигенским Машиностроительным Акц. О-вом (Siegener Maschinenbau A.-G., Abt. Oechelhaeuser) для рудничной подъемной машины с электрическим приводом, предназначенной для подъема полезного груза в 2000 *кг* с глубины 820 *м* при скорости каната 8 *м/сек.* $D = 3800$ *мм*, $d = 32$ *мм*, $D : d = 119$. Обе половинки ступицы сделаны из чугуна и стянуты кольцами, надетыми в горячем состоянии; ручки и обод представляют собой железную конструкцию. Ручки (швеллера) склепаны с соответствующими половинками обода и только у стыков связаны с ним точно пригнанными болтами, благодаря чему соединение остается разъемным. В чугунной ступице ручки закреплены точно пригнанными болтами.

Шкив имеет расширенный край для помещения каната во время смены канатов [2]).

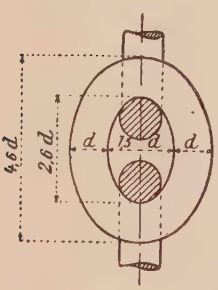
Другие конструкции ведущих шкивов, с указанием особенностей приводов этого типа, см. в Z. d. V. D. I., 1900, стр. 675 и сл.

III. Цепи, их блоки, барабаны и крюки.

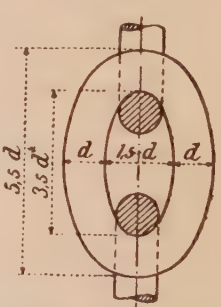
1. Цепи.

Форма обыкновенных цепей показана на фиг. 708 и 709, при чем фиг. 708 изображает короткозвенную [так наз. „английскую“], а фиг. 709 — длиннозвенную [„немецкую“] цепь*). Первая отличается большей подвижностью, при навивании на барабан или огибании блока испытывает меньшее напряжение на изгиб (фиг. 710) [3]), но зато дороже второй. Поэтому короткозвенные цепи применяют в случае малых блоков или сравнительно малых барабанов, длиннозвенные же — в тех случаях, когда требование подвижности цепи отходит на второй план, а решающее значение имеет цена.

Фиг. 708.



Фиг. 709.



Прочность цепи может быть повышена распоркой, вставляемой в направлении малой оси звена. При этом получается цепь с распорками, фиг. 711, звенья

[1]) Бауман, Preussische Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen, 1883, стр. 173 и сл., Мегелин (Moegelin), D. P. J., 1918, стр. 224 и сл.

[2]) Относительно тех мер, которые надлежит принять в связи со сменой поврежденного каната или установкой нового, см. упомянутую в выноске 1, стр. 282 и 283, книгу Тейвеса и Ферстера, далее, Гейзе-Гербст (Heise-Herbst), „Bergbaukunde II“, стр. 415, фиг. 461, или Glückauf, 1903, стр. 830.

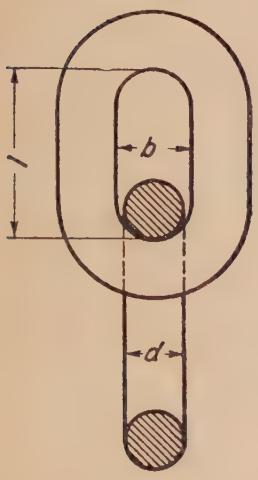
*) Звенья короткозвенных цепей стандартизованы DIN 672 — некалиброванные и DIN 671 — калиброванные цепи для подъемных механизмов, длинные звенья — DIN 670. Форма стандартных звеньев — длинных и коротких — показана на фиг. 709а, размеры — на стр. 296. [*Ред.*].

[3]) Чтобы понизить это изгибающее напряжение и сделать возможным применение меньших блоков и барабанов, Гоппе (C. Hoppe) придает цепным звеньям (всем или же

которой не так легко спутываются и которая поэтому предпочтительно применяется в качестве якорной цепи.

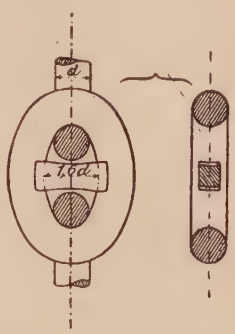
Относительно изготовления, испытания и допускаемой нагрузки цепей фирма Gutehoffnungshütte (Aktienverein für Bergbau- und Hüttenbetrieb, Oberhausen, Rheinland) сообщает следующие данные.

Фиг. 709а.



„Для изготовления тонких цепей, с толщиной звеньев (диаметр цепного железа) от 6 до 18 *мм*, прокатанное железо надлежащей толщины размечают и нарубают на наковальне, снабженной упорками, расставленными соответственно требуемому размеру звеньев. Полученные таким образом куски железа надлежащей длины изгибают в нагретом состоянии по форме фиг. 712, затем заостряют концы, как показано на фиг. 713, и после этого, за тот же нагрев, придают звену окончательную форму по фиг. 714, предварительно продев его сквозь предыдущее звено. Наконец, звено сваривают, производя эту операцию с особой тщательностью, так как ценность всей цепи может оказаться совершенно утраченной от одного дефекта при сварке. Указанную сварку, применяемую почти всегда для более тонких цепей, называют иногда концевой или продольной сваркой[1]) (сваркой „на продольном разрезе"), в отличие от боковой или поперечной сварки (сварки „на поперечном разрезе"), применяемой обычно для более толстых *) цепей.

Фиг. 711.



Фиг. 710.

Фиг. 712.

Фиг. 713.

Фиг. 714.

При изготовлении толстых цепей прутковое железо предварительно разрезают на куски паровыми ножницами, при чем плоскости реза направлены косо к оси прутка, и в горячем состоянии придают звену надлежащую форму посредством загибочной машины, см. фиг. 715 и 716. Пропустив заготовку через предыдущее звено, ее сваривают, и притом всегда по упомянутому способу поперечной сварки.

только ложащимся плоско) такую форму, что точка опоры перемещается от середины *a* звена к его концам. В герм. пат. № 48 417 от 23/XII 1888 г. эта цель достигается уплощением звеньев посредине, в герм. пат. № 50 144 от того же числа — устройством возвышений близ концов звеньев.

[1]) Долговечность такой цепи можно (см. Harttung, Z. d. V. d. I., 1891, стр. 879) существенно повысить, следя при изготовлении за тем, чтобы твердые сваренные места (по концам звеньев) соприкасались только со сваренными же местами, а мягкие загнутые концы соприкасались только между собой.

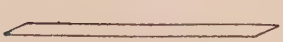
*) Диаметром цепного железа свыше 36 *мм*. *[Ред.]*.

Изготовленная цепь желательной или несколько большей длины подвергается испытанию, для которого имеется гидравлическая машина длиною в 30 *м*, изготовленная согласно предписаниям Германского Морского Ведомства.

От одного из концов цепи *) отрубают от 3 до 5 звеньев и отдельно подвергают испытанию на растяжение, доводя его до разрыва. Наименьшие значения разрывающей нагрузки, которую должна выдерживать цепь, приведены в таблицах на стр. 294 и 295.

Если цепь этому условию удовлетворяет, ее подвергают целой смычкой испытанию пробной нагрузкой, значения которой указаны в нижеследующих таблицах. Длинные цепи испытываются всегда участками, длиною по 25 *м*. Под действием этой пробной нагрузки цепь не должна обнаруживать существенных остающихся деформаций.

Фиг. 715.



Фиг. 716.

Калиброванные цепи перед испытанием проверяют точным шаблоном в отношении их отдельных размеров, при чем тщательно промеряют каждое звено в отдельности и дополнительной обработкой доводят их до правильных размеров **).

Цепи с толщиной железа до 22 *мм* обычно изготовляет один кузнец без молотобойца, при толщине железа от 24 до 51 *мм* нужен один, а при толщине свыше 51 *мм* — два и более молотобойцев. Производительность одного рабочего колеблется между 5 и 10 *м* за десятичасовую смену.

Цепи находят применение, главным образом, как:

I. Короткозвенные крановые цепи, такелажные цепи, без распорок.

II. Длиннозвенные корабельные цепи, без распорок.

III. Якорные цепи, с распорками.

IV. Самые тяжелые цепи ($d = 100$ *мм*), без распорок.

V. Подъемные и транспортерные цепи, без распорок.

В зависимости от назначения, различна и форма звеньев. Приведенные ниже отношения дают представление о длине звеньев и их ширине в зависимости от диаметра цепного железа.

К п. I: длина $4{,}6d$, ширина $3{,}4d$,
„ „ II: „ $6d$, „ $3{,}4d$,
„ „ III: „ $6d$, „ $3{,}6d$,
„ „ IV: „ $10d$, „ $5{,}5d$,
„ „ V: „ $3{,}5d$, „ $3{,}5d$.

Подобно размерам, различна, в зависимости от применения, также и допускаемая нагрузка. Так, например, для крановых цепей она составляет около 636 *кг*, для якорных цепей 954 *кг* на квадратный сантиметр суммы обоих поперечных сечений $2\frac{\pi}{4}d^2$. Пробная нагрузка для цепей по п. I, II и V принимается равной 1359 *кг/см*^{2}, для цепей по п. III — 1800 *кг/см*^{2}, для цепей по п. IV — 400 *кг/см*^{2}.

*) По правилам 1925 г. Германского Ллойда — от каждой смычки длиною 25 до 27,5 *м*. *[Ред.]*.

**) Допуски для размеров цепных звеньев (калиброванных и некалиброванных цепей) по технич. условиям НКПС — см. в выноске на стр. 297. *[Ред.]*.

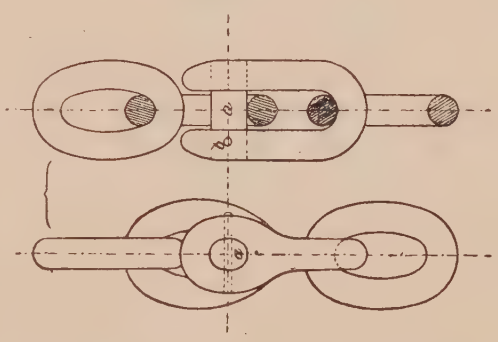
Напряжение при разрыве для цепей по пп. I, II и V должно быть не ниже 2400 *кг/см*², для цепей по п. III — не ниже 2700 *кг/см*² и для цепей по п. IV — не ниже 1800 *кг/см*².

Применяемое цепное железо обладает временным сопротивлением разрыву от 3500 до 3600 *кг/см*² и относительным удлинением от 12 до 20%, отнесенным к цилиндрическому образцу длиной в 200 *мм*".

По способу, предложенному Клатте (Klatte), цепи можно изготовлять прокаткой, без сварки. Испытания этих цепей на растяжение и динамической нагрузкой дали результаты, говорящие в пользу этих цепей по сравнению со сварными. Этим лишний раз подтверждается старое положение, что вязкость железа от сварки неизбежно уменьшается и что прочность сваренного места оказывается в среднем значительно ниже прочности того же материала в целом, не сваренном месте. В отношении способа изготовления, а также результатов испытаний сошлемся на Z. d. V. d. I., 1894, стр. 944 и сл., 1895, стр. 1146 и сл. *). Дальнейшее преимущество цепей Клатте можно усмотреть в том, что прокатка дает возможность сделать каждое звено несколько более толстым в местах его соприкосновения с двумя смежными звеньями, т.-е. в местах наибольшей кривизны (ср. фиг. 708 и 709 на стр. 290 [1]).

Быстрое соединение разорвавшейся или иным образом разделенной цепи выполнимо при помощи соединительного звена или скобы — так наз. цепного замка, изображенного на фиг. 717. Несколько штук таких замков всегда следует иметь в запасе. Чтобы воспользоваться замком, достаточно вбить в него чеку *a*, которая в свою очередь предохранена от выпадения штифтом *b*. Форма цепного замка такова, что он так же беспрепятственно, как и остальные звенья, проходит через блоки и барабаны. Тип цепного замка, изображенный на фиг. 717, применяется при цепном (туерном) судоходстве. Замок, по своей внешней форме, особенно в продольном направлении (т.-е. в отношении шага), возможно более приближающийся к обыкновенному цепному звену, свободный от всяких выступающих частей и обеспечивающий надежное и простое соединение отдельных отрезков („смычков") цепи, известен под названием соединительного цепного звена или скобы Кентера (Kenter), герм. пат. № 201 224 от 8/IV 1905 г. Об этом замке, изобретенном судостроительным мастером Кентером, см. указанную в выноске работу Краузе **).

Фиг. 717.



*) См. также, напр., Н. Н. Саввин, „Курс механической технологии металлов", СПБ., 1913, стр. 179. H. J. Spooner, „Machine Design", стр. 452. К. Кодрон, „Горячая обработка металлов", т. III (Л.—М.), стр. 159.

В Америке тяжелые корабельные цепи изготовляют отливкой из стали. *[Ред.]*.

[1]) Об изготовлении катанных цепей по способу бельгийца Мазиона (Masion) сообщает Краузе (Krause) в своей работе „Borsigketten und Kenterschäkel", в St. u. E., 1908, II, стр. 1377 и сл.; ср. также Klatte, „Über nahtlose Walz- und Pressketten", St. u. E., 1909, I, стр. 102 и сл.

**) Звено Кентера предписано для корабельных цепей правилами Морского Ведомства. См. „Полный Свод техн. условий", стр. 57. *[Ред.]*.

ТАБЛИЦА

нагрузки цепей по правилам Германского Ллойда от 1916 г.

Цепи с распорками			Цепи без распорок			Цепи с распорками		
Диаметр цепного железа *мм*	Наименьшая разрывающая нагрузка трехзвенного отрезка цепи *кг*	Пробная нагрузка всей цепи *кг*	Вес 1 *м* цепи *кг*	Наименьшая разрывающая нагрузка трехзвенного отрезка цепи *кг*	Пробная нагрузка всей цепи *кг*	Диаметр цепного железа *мм*	Наименьшая разрывающая нагрузка трехзвенного отрезка цепи *кг*	Пробная нагрузка всей цепи *кг*	Вес 1 *м* цепи *кг*
11	—	—	—	4570	2290	56	124 400	89 000	67,6
12	—	—	—	5440	2720	57	128 900	92 150	70,0
13	—	—	—	6390	3190	58	133 500	95 400	72,5
14	—	—	—	7410	3700	59	138 100	98 650	75,0
15	9570	6150	4,8	8500	4250	60	142 900	102 010	77,6
16	10 890	7090	5,5	9670	4840	61	147 700	105 460	80,2
17	12 290	8130	6,2	10 920	5460	62	152 500	108 920	82,8
18	13 780	9140	7,0	12 250	6120	63	157 500	112 470	85,5
19	15 350	10 190	7,8	13 650	6820	64	162 000	115 620	88,3
20	17 010	11 250	8,6	15 120	7560	65	165 700	118 560	91,1
21	18 750	12 450	9,5	16 670	8330	66	169 400	121 110	93,9
22	20 580	13 620	10,4	18 300	9150	67	173 200	123 640	96,7
23	22 500	14 940	11,4	20 000	10 000	68	177 000	126 390	99,6
24	24 500	16 260	12.4	21 770	10 880	69	180 800	129 030	102,6
25	26 580	17 680	13,5	23 630	11 810	70	184 600	131 270	105,6
26	28 750	19 110	14,6	25 550	12 780	71	188 300	134 420	108,6
27	31 000	20 620	15,7	27 560	13 780	72	192 000	137 060	111,7
28	33 340	22 200	16,9	29 640	14 820	73	195 800	139 700	114,8
29	35 770	23 860	18,1	31 790	15 890	74	199 500	142 340	118,0
30	38 270	25 520	19,4	34 020	17 000	75	203 100	144 980	121,2
31	40 870	27 210	20,7	36 330	18 160	76	206 800	147 620	124,5
32	43 580	29 060	22,1	38 370	19 370	77	210 400	150 270	127,8
33	46 310	30 870	23,5	41 170	20 580	78	214 000	152 810	131,1
34	49 160	31 340	24,9	43 700	21 850	79	217 400	155 350	134,5
35	52 100	34 650	26,4	46 310	23 150	80	221 000	157 890	137,9
36	55 110	36 630	27,9	48 990	24 490	81	224 500	160 320	141,1
37	58 200	38 710	29,5	51 710	25 860	82	228 000	162 860	144,9
38	60 300	40 840	31,1	54 550	27 280	83	231 400	165 300	148,4
39	61 400	42 920	32,8	57 460	28 730	84	234 800	167 640	152,0
40	63 500	45 260	34,5	60 440	30 220	85	238 100	170 080	155,7
41	66 700	47 580	36,2	63 510	31 760	86	241 400	172 420	159,4
42	70 000	49 990	38,0	66 640	33 320	87	244 700	174 750	163,1
43	73 400	52 430	39,8	69 850	34 930	88	248 000	177 200	166,9
44	76 800	54 860	41,7	73 140	36 570	89	251 200	179 430	170,6
45	80 400	57 400	43,6	76 500	38 250	90	254 400	181 660	174,5
46	84 000	59 960	45,6	79 940	39 970	91	257 500	183 860	178,4
47	87 700	62 590	47,6	83 450	41 730	92	260 600	186 040	182,3
48	91 400	65 260	49,6	87 040	43 520	93	263 600	188 070	186,2
49	95 300	67 950	51,7	90 700	45 350	94	266 600	190 360	190,2
50	99 200	70 770	53,9	94 440	47 220	95	269 500	192 350	194,2
51	103 200	73 680	56,1	98 260	49 130	96	272 200	194 400	198,2
52	107 300	76 610	58,3	102 150	51 080	97	274 900	196 300	202,3
53	111 500	78 840	60,5	106 120	53 060	98	277 600	198 300	206,5
54	115 700	82 700	62,8	110 160	55 080	99	280 200	200 200	210,7
55	120 000	85 850	65,2	114 280	57 140	100	282 700	202 000	215,0

ТАБЛИЦА

нагрузки цепей по правилам Германского Адмиралтейства от 1925 г.

Диаметр цепного железа	Наименьшая разрывающая нагрузка трехзвенного отрезка цепи			Пробная нагрузка всей цепи		
	Цепи с распорками 2700 *кг/см²*	Цепи без распорок 2400 *кг/см²*	Самые тяжелые цепи ($d = 100$ *мм*) 1800 *кг/см²*	Цепи с распорками 1800 *кг/см²*	Цепи без распорок 1350 *кг/см²*	Самые тяжелые цепи ($d = 100$ *мм*) 400 *кг/см²*
6	—	1357	—	—	763	—
8	—	2413	—	—	1357	—
10	—	3770	—	—	2120	—
12	6107	5429	—	4072	3054	—
14	8311	7389	—	5542	4156	—
16	10 857	9651	—	7238	5429	—
18	13 743	12 215	—	9161	6871	—
20	16 965	15 080	—	11 310	8482	—
22	20 527	18 246	—	13 685	10 264	—
24	24 429	21 715	16 285	16 286	12 215	3619
26	28 670	25 485	19 113	19 113	14 335	4247
28	33 251	29 556	22 167	22 167	16 625	4926
30	38 170	33 929	25 447	25 447	19 085	5655
33	46 186	41 054	30 791	30 791	23 093	6842
36	54 965	48 859	36 644	36 644	27 483	8143
39	64 508	57 341	43 006	43 006	32 254	9557
42	74 812	66 499	—	49 874	37 406	—
45	85 882	76 339	—	57 254	42 941	—
48	97 718	86 861	—	65 146	48 859	—
51	110 311	98 054	—	73 541	55 156	—
54	123 671	109 930	—	82 447	61 835	—
57	137 797	122 486	—	91 865	68 899	—
60	152 680	135 715	—	101 786	76 340	—
63	168 329	149 626	—	112 219	84 164	—
66	184 715	164 218	—	123 163	92 372	—
69	—	179 486	—	—	100 961	—
72	—	195 432	—	—	109 931	—
75	—	212 059	—	—	119 283	—
78	—	229 363	—	—	129 017	—

Цепи изготовляются из вязкого железа. Если звенья цепи не защищены от соприкосновения с острыми кромками разных металлических частей, то, вследствие мягкости железа, они быстро изнашиваются.

Вес погонного метра короткозвенной цепи можно принять равным

$$q \cong 2{,}25\ d^2, \tag{497}$$

где d обозначает диаметр цепного железа в сантиметрах.

Допускаемая нагрузка короткозвенной цепи (без распорок), тщательно изготовленной из очень хорошего железа, в новом состоянии может быть принята равной

$$P = 1000\ d^2, \tag{498}$$

при условии, что диаметры блоков или барабанов составляют не менее $20\,d$, а наибольший груз, на который рассчитана цепь, поднимается лишь изредка *). Если последнее условие не соблюдено, то рекомендуется не допускать нагрузок выше 800 d^2. Для цепей паровых лебедок, подвергающихся интенсивному употреблению, допустима приблизительно лишь половина нагрузки, определяемой по ур. (498) [1]).

Для цепей, бывших в употреблении, величина допускаемого напряжения должна быть уменьшена соответственно их износу и возможно имеющейся деформации звеньев.

Для калиброванных цепей следует допускать нагрузку не более, примерно, $^5/_8$ определяемой по ур. (498), в целях избежания вредных деформаций.

В таблице на стр. 299 содержатся данные о калиброванных цепях и цепных блоках фирмы Welter Elektrizitäts- und Hebezeugewerke A.-G., Köln-Zollstock.

[Германский Комитет по Стандартизации разработал в 1924 г. стандарты некалиброванных и калиброванных цепей. См. таблицы DIN 670, 671 и 672, стр. 296 и 297. Размеры и нагрузку цепей, применяемых в С. Ш. С. А., см. в Machinery's Handbook 1927, стр. 812 и сл.

Стандартные размеры цепных звеньев по DIN (см. фиг. 709 а).

1. Длиннозвенные подъемные и транспортерные цепи (DIN 670).

Диам. цепного железа d *мм*	16	18	20	22	24	26	28	30
Внутр. ширина звена b „	24	27	30	33	36	39	42	45
Внутр. длина звена l „	56	63	70	77	84	91	98	105
Вес 1 *пог. м* (необязат.) *кг*	5,2	6,5	8,2	10	12	14,5	16,5	19

*) В Америке разрывающую нагрузку W сварной цепи рассчитывают по формуле:

$$W = 54\,000\ d^2$$

и допускают рабочую нагрузку $P = \frac{1}{3} W$, т.-е.

$$P = 18\,000\ d^2.$$

В метрических мерах последняя формула принимает вид

$$P = 1265\ d^2,$$

т.-е. примерно на 25% выше значения, указываемого Бахом. Эти формулы предполагают диаметр блока или барабана не меньше 25 d до 30 d.

Расчет звена, как бруса с криволинейной осью, см., напр., Ратновский, „Подъемные краны“, стр. 105 и сл. [*Ред.*].

[1]) См. также A. Baumann, „Die Beanspruchung von Kettengliedern“, Z. d. V. d. I., 1908, стр. 1400 и сл.

2. Некалиброванные короткозвенные цепи для подъемных механизмов (DIN 672).

ам. цепного железа *d* . . .	*мм*	7	8	9,5	11	13	16	19	22	24	27	30	33	36	40	44
утр. ширина *b* .	„	10	12	14	17	20	24	29	34	36	40	45	49	54	60	66
утр. длина *l* . .	„	22	24	27	31	36	45	53	62	67	75	84	92	100	110	120
бочая нагрузка .	*кг*	350	500	750	1000	1500	2500	3500	4500	5500	6750	8500	10500	12250	15100	18500
1 *пог. м* (не-																
обязат.). . . .	„	1,1	1,35	2	2,7	3,8	6	8,1	11	13	17	21	25	30	36	45

3. Калиброванные короткозвенные цепи для подъемных механизмов (DIN 671).

Диам. цепного железа *d*	*мм*	5	6	7	8	9,5	11	13	16	19	23
Внутр. ширина *b* . . .	„	8	8	8	9,5	11	13	16	19	23	28
Внутр. длина *l*	„	18,5	18,5	22	24	27	31	36	45	53	64
Рабочая нагрузка . . .	*кг*	175	250	350	500	750	1000	1500	2500	3500	5000
Вес 1 *пог. м* (необязат.).	„	0,5	0,72	1	1,3	1,9	2,7	3,75	5,8	8	12

Для ручных цепей. Для грузовых цепей.

По нормам DIN 671 и 672, короткозвенные цепи должны подвергаться испытанию (полной смычкой) пробной нагрузкой, равной удвоенной рабочей нагрузке. Из каждой смычки длиною 50 *м* берется кусок для испытания на разрыв, при чем разрывающая нагрузка должна превышать рабочую не менее, чем в 4 раза.

В случае, если цепь работает в неблагоприятных условиях, напр., с ударами, допускаемая рабочая нагрузка уменьшается на 50%.

Для калиброванных цепей, сваренных электрическим способом, для внутренней длины каждого звена допускается отступление в ±0,25% от номинального размера *). *Ред.].*

Фиг. 718.

По возможности, следует избегать того, чтобы изгибание цепных звеньев сообразно цилиндрической форме блоков и барабанов (см. фиг. 710, стр. 291) происходило в противоположных направлениях. Поэтому расположение, изображенное, напр., на фиг. 718, должно быть отвергнуто. Если, однако, такого расположения избежать нельзя, то следует уменьшить влияние указанного обстоятельства, опасного для надежности работы, путем уменьшения нагрузки, т.-е. уменьшением коэффициента в правой части ур. (498). Ср. также том I, выноска на стр. 643 и 644.

*) Согласно 332 ТУ 25, допускаются следующие отклонения размеров звеньев от номинальных:

для диаметра до . . 19	20 до 50	51 до 75	76 и выше *мм*,
допуск . . . . . ± 0,5	± 1	± 1,5	± 2 „ .

По длине и ширине:

для калиброванных цепей не более ± 0,05 диам. цепного железа,
„ некалиброванных „ „ „ ± 0,1 „ „ „ .

Для цепей повышенной точности допуск по длине и ширине звеньев — не более ± 3% диам. цепного железа, а для скоб и концевых звеньев — не более ± 2% от того же размера.

Допуск для веса цепей — не более + 5% веса, указанного в таблицах.

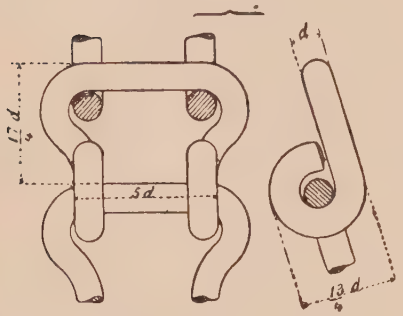
Испытанию подвергается трехзвенный кусок каждой смычки. Начальная нагрузка не должна превышать для цепей с распорками 15 *кг/мм*², для цепей без распорок 10 *кг/мм*² поперечного сечения звена. Увеличение нагрузки производится по 1,5 *кг* на 1 *мм*² этого сечения

Точно так же следует оберегать цепь от ударов (к ним легко может привести распутывание спутавшихся звеньев при подвешенном грузе) [1]).

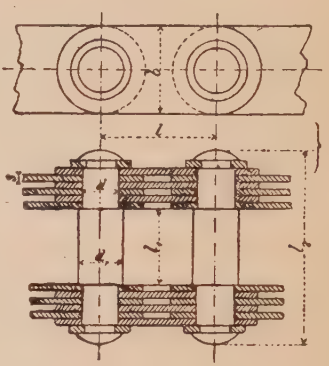
Цепи с распорками (фиг. 711, стр. 291) выдерживают нагрузку приблизительно на 20% бо́льшую, чем цепи без них. Ср. по этому поводу также таблицы на стр. 294 и 295 *).

На фиг. 719 изображена крючковая цепь (цепь Вокансона) из открытых (не сваренных) звеньев. Эта цепь применяется не столько для подъема больших тяжестей, сколько как приводная.

Фиг. 719.

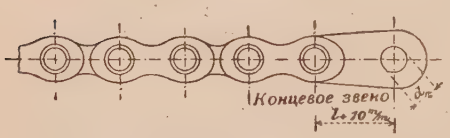


Фиг. 720.



На фиг. 720 изображена цепь Галля, или шарнирная цепь, которая находит применение и как грузовая, и как приводная цепь. При интенсивном употреблении, особенно при пользовании этой цепью в качестве приводной, решающее значение имеет удельное давление между цапфой цевки (пальца) и стенками отверстия в пластинке. В настоящее время пластинкам обычно придают форму восьмерки, см. фиг. 721, а цепные блоки (звездочки), фиг. 722 и 723, снабжают боковыми закраинами, на которые и ложатся головки пластинок. При выполнении блока по фиг. 722 пластинки прилегают к нему в двух местах, вследствие чего удельное давление может иногда получиться здесь слишком большим.

Фиг. 721.



в минуту до достижения 0,8 разрывающей нагрузки, указанной в таблице. По достижении этой величины увеличение нагрузки замедляется до 1 *кг/мм*² сечения, затем — до 0,5 *кг/мм*² в минуту, пока не произойдет разрыв образца. Действительный разрывающий груз должен превышать указанный в таблице не меньше, чем на 2%.

Условия заключают две таблицы, в которых даны значения разрывающей, пробной и рабочей нагрузки, а также — веса для цепей с распорками и без них, диам. железа 11,1 *мм* (7/16″), соотв. 3,2 *мм* (1/8″), до 50,8 *мм* (2″). В этих таблицах пробная нагрузка в 2 раза больше рабочей, разрывающая — на 50 до 40% больше пробной для цепей с распорками. Для цепей без распорок — разрывающая нагрузка : пробная нагрузка : рабочая нагрузка = 4 : 2 : 1. Рабочая нагрузка для цепей с распорками принята на 50% больше, чем для цепей без распорок. Числовые значения указанных величин — см. упомянутые технические условия НКПС. [*Ред.*].

[1]) Онглей (M. Ongley, герм. пат. № 48 211 от 19/I 1899 г.) стремится обезвредить рывки, которые могут возникнуть в цепи, включением упругого цепного звена.

Если требуется проверить надежность цепей, находящихся в эксплоатации, то рекомендуется их отжечь, а затем осмотреть, нет ли на звеньях надломов и трещин или же подвергнуть испытанию пробной нагрузкой.

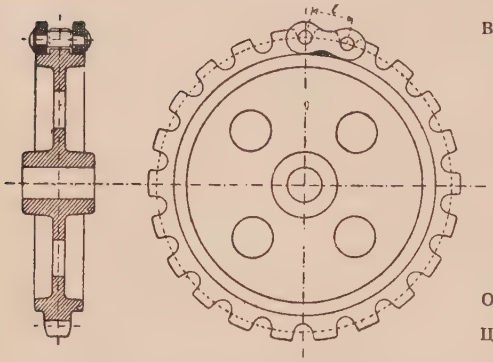
*) Гудинеф (Goodenough) и Мур (Moore) в результате опытного исследования цепей нашли, что применение распорки выравнивает распределение напряжений во всем звене, уменьшает наибольшие растягивающие напряжения приблизительно на 20% и уменьшает наиее сжимающее напряжение в конце звена приблизительно на 50%. Цепь из звеньев

Толщина цепного железа d	Шаг l	Цепные блоки. Диаметр начальной окружности (верхнее число) / Число зубцов (нижнее число). мм																		
4,5	16	62 7	108 10	153 15	173 17	257 25														
5	18,5	58 5	72 6	83 7	94 8	118 10	212 18	234 20	283 24	364 31	420 36									
6	18,5	72 6	83 7	94 8	107 9	118 10	130 11	142 12	187 16	200 17	212 18	234 20	260 22	284 26	331 28	353 30	364 31	376 32	420 36	484 41	1002 85
6	20	76 6	166 13	178 14	204 16	254 20	280 22	357 28	484 38	548 43	636 50									
7	22,5	72 5	85 6	100 7	115 8	143 10	157 11	172 12	186 13	286 20	343 24	386 27	456 32	487 34	614 43	740 52	850 60	914 66	1001 77		
8	22,5	73 5	86 6	100 7	114 8	143 10	157 11	172 12	186 13	244 17	258 18	286 20	314 22	386 27	456 32	614 43	740 52	850 60			
9	25	80 5	95 6	127 8	159 10	174 11	238 15	318 20	428 27	570 36											
9,5	31	100 5	120 6	140 7	160 8	198 10	196 11	238 12	318 16	338 17	360 18	388 20	411 21	436 22	534 27	592 30	778 40				
11	30	97 5	114 6	134 7	153 8	192 10	214 11	223 12	264 14	286 15	382 20	401 21	422 22	456 24	575 30	680 36	1450 77				
13	36	115 5	137 6	161 7	184 8	207 9	230 10	253 11	275 12	299 13	322 14	344 15	458 20	480 21	500 22	552 24	714 32	836 37	1331 58		
14,5	42,5	162 6	214 8	268 10	320 12	374 14	404 15	850 32													
16	48	154 5	184 6	215 7	275 9	338 11	362 12	492 16	1101 36												
18	54	175 5	207 6	242 7	276 8	310 9	322 10	479 14													
20	62,5	200 5	240 6	280 7	320 8	360 9	800 20														
22	62,5	200 6	240 6	280 7	320 8	360 9	480 12	812 20													
25	72	236 5	277 6	322 7	368 8	414 9	565 12														
26	72	330 7																			
28	72	336 8																			
30	80	260 5	310 6	360 7	410 8																
30	91	170 3																			
32	80	310 6	410 8																		

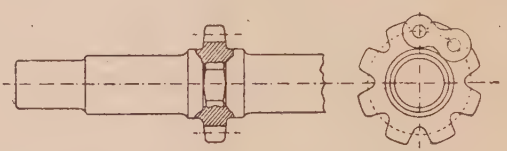
Шагом является внутренняя длина звеньев.

Чтобы избежать этого, рекомендуется придавать боковым выемкам пластинок такое очертание, чтобы они прилегали к блоку всем своим контуром. Если конструкция рассчитана на такое прилегание, то и выполнение должно быть соответственно тщательным. Кроме того, очертание головок пластинки в местах опоры должно быть концентрично

Фиг. 722.



Фиг. 723.



относительно оси болта, так как иначе выход цепного звена из зубцов блока может оказаться затрудненным.

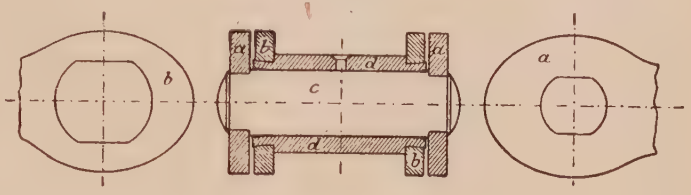
Гарантированная нагрузка	l	l_1	d_1	d	Число пластинок	s	b	l_2		Вес 1 пог. $м$ цепи	Концевое звено d_2 (фиг. 721)
кг	*мм*	*мм*	*мм*	*мм*		*мм*	*мм*	*мм*		*кг*	*мм*
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	Без шайб, цевки расклепаны	0,7	6
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1	9
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2	12
750	30	20	11	9	4	2	20	45		2,7	13
1000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8	15
1500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	С шайбами, цевки расклепаны	5	18
2000	45	30	17	14	4	3	35	67		7,1	21
3000	50	35	22	17,5	6	3	38	90		11,1	26
4000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5	32
5000	60	45	26	23	6	4	46	118		19	34
6000	65	45	28	24	6	4	53	125		24	36
7500	70	50	32	28	8	4,5	53	150		31,5	40
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165		34	45
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180		44,8	47
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195	Цевки заштлинтованы	51,1	50
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208		58,1	54
20 000	110	80	43	38	8	6	85	215		74,4	56
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235		83,3	60
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255		100	65

с распорками выдерживает нагрузку на 20 до 25% большую, нежели цепь из звеньев тех же размеров, но без распорок, при условии, если в том и в другом случае напряжение не переходит предела упругости. См. Bulletin of Engineering Experiment Station, University of Illinois, № 18. [*Ред.*].

Ходовые размеры цепей Галля можно усмотреть из таблицы (стр. 300) шарнирных цепей фирмы Цобель, Нейберт и К⁰ (Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden), изд. 1910 г. Внешний вид этих цепей соответствует фиг. 721, тогда как значения отдельных размеров могут быть взяты из фиг. 720.

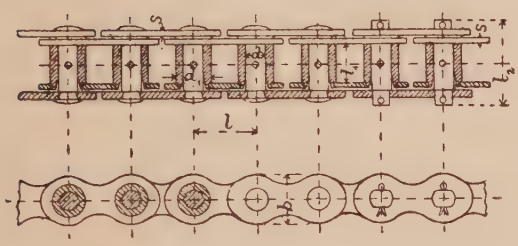
По данным названной фирмы, для приводов эти цепи до сих пор применялись на скоростях до 2,5 *м/сек*. При этом фирма советует в подобных случаях допускать приблизительно лишь одну восьмую нагрузки, указанной (фирмою же) в приведенной таблице. Целесообразнее, во всяком случае, вычислять действительные или ожидаемые удельные давления на цевках и затем проверять, насколько эти давления допустимы при данной интенсивности эксплоатации [1]).

Фиг. 724.

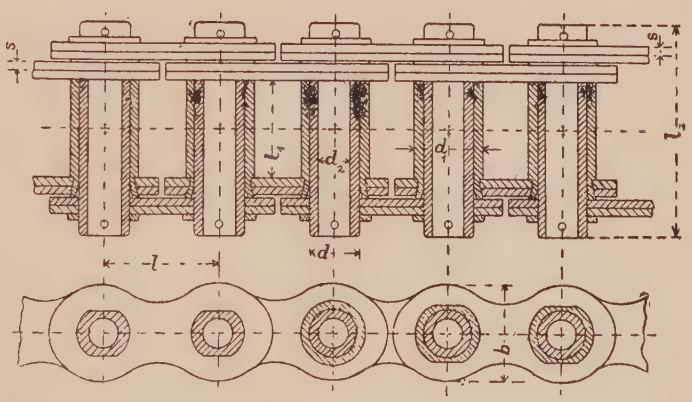


Цепь Галля, отличная в качестве подъемной, для целей передачи движения при такой конструкции ее непригодна, в виду малой опорной поверхности между ее цевками и стенками отверстий в пластинках, а также в виду связанного с этим значительного износа. Указывая на это обстоятельство, каталог фирмы Цобель, Нейберт и К⁰ рекомендует

Фиг. 725.



Фиг. 726.



другую конструкцию приводной цепи. В этой цепи (фиг. 724, 725 и 726, ср. прежде всего фиг. 724) цевка *c* жестко соединена с наружными пластинками *a a* (так, что они не могут поворачиваться на цевке), тогда как внутренние пластинки *b b* укреплены на втулке (гильзе) *d*, которая охватывает цевку *c* подобно подшипнику. Когда шарнир приходит в действие, втулка *d* поворачивается на цевке *c*. При такой конструкции цепи, работающие

---

[1]) Германский Комитет по Стандартизации разработал таблицу размеров для цепей Галля (грузовых); ср. DIN 677. [Автомобильные цепи Галля (роликовые цепи) с шагом от 9,5 *мм* до 76,2 *мм* стандартизованы DIN KrW 501. [*Ред.*].

поверхности скольжения получаются гораздо больше, а удельные давления в них — значительно меньше, чем в обыкновенной цепи Галля [1]).

Размеры и веса этой новой цепи (изготовляемой из стали) можно усмотреть из следующей таблицы, относящейся к фиг. 725 и 726.

Значения нагрузок по данным фирмы.

Для нагрузки *кг*	l *мм*	l_1 *мм*	d_1 *мм*	d *мм*	d_2 *мм*	Число пластинок	s *мм*	b *мм*	l_2 *мм*	Вес 1 пог. *м* цепи *кг*	
100	20	14	10	6	—	2	2	14	30	1,6	Цевки расклепаны
150	20	16	12	7,5	—	2	3	16	38	2,2	
200	25	18	14	9	—	2	3	21	40	2,5	
300	30	20	17	11	—	2	3,5	25	46	3,9	
400	35	22	18	12	—	2	4	27	50	4,1	
500	40	25	20	14	—	2	4	30	54	4,6	
750	45	30	22	16	—	2	5	35	64	6,7	
1000	50	35	26	18	—	2	6	38	72	9,0	
1500	55	45	28	20	—	4	4	40	97	13,0	
2000	60	50	32	24	16	4	5	46	113	14,0	С шайбами, цевки зашплинтованы
2500	65	55	36	28	20	4	5	53	120	18,0	
3000	70	60	40	32	24	4	5	60	125	19,5	
4000	80	70	44	34	26	6	4,5	65	146	27,2	
5000	90	80	48	36	26	6	4,5	75	156	33,0	

[1]) Относительно других конструкций, преследующих ту же цель, см. Z. d. V. d. I., 1907, стр. 143 (конструкции завода DEMAG-Штукенгольц), и брошюры фирмы Штольценберг, посвященные ее „передаче с роликовыми цепями Рейольда“, особенность которой заключается в следующем: на втулку, сидящую на цевке, надет ролик, который перекатывается по зубцу блока. В качестве допустимого предела для скорости цепи в этой передаче упомянутая фирма рекомендует: при большом шаге 2 *м/сек*, при среднем — 3 *м/сек* и при малом — 4 *м/сек*. Цепные блоки должны иметь не меньше 10 и не больше 70 зубцов, т-е. передаточное отношение должно быть не больше 7:1. Наиболее благоприятны передаточные отношения от 1:4 до 1:5 и число зубцов малого колеса от 10 до 12. Расстояние между осями валов должно быть не менее 1,5-кратного диаметра большого колеса и не больше 3 до 4 *м*. Нагрузки этих цепей указаны в каталогах упомянутых фирм. См. также каталоги фирм Штотц (A. Stotz, Stuttgart) и Кеттер и К° (O. Kötter & Co., Barmen).

[Американская практика допускает рабочую нагрузку не выше $^1/_{10}$ разрывающей, иногда всего лишь $^1/_{30}$ до $^1/_{40}$, особенно, если нагрузка прилагается внезапно. Допускаемое значение ее можно проверять также исходя из размеров цевок: удельное давление на поверхности их не должно превышать 65 до 70 *кг/см²*.

Проверочный расчет цепей Галля производится обычно:

а. на разрыв пластинки в опасном сечении, ослабленном отверстием для цапфы цевки, следовательно, по формуле

$$\sigma_z = \frac{Q}{(b-d)\,s\,n},$$

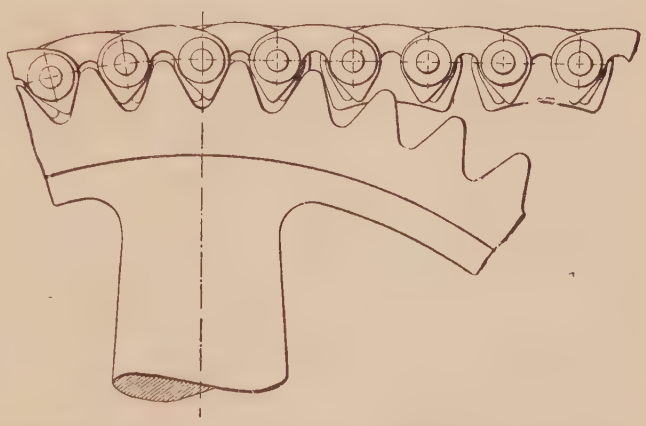
В более легких цепях все цевки расклепаны, за исключением цевки концевого звена, которая зашплинтована. В более тяжелых цепях все цевки закреплены шплинтами и для нагрузок в 2000 *кг* и выше сделаны полыми для уменьшения собственного веса цепи.

Приводные галлевские цепи последнего описанного типа могут быть сомкнуты лишь при четном числе звеньев. Отдельные цевки можно заменять новыми, тогда как для цепи по фиг. 720 это возможно лишь после ее разборки. Недостатком обеих конструкций является малая боковая подвижность, т.-е. жесткость в плоскостях, не параллельных пластинкам.

После того как какая-либо из рассмотренных шарнирных цепей побыла некоторое время в эксплоатации, размеры ее, вследствие неизбежного износа, а иногда и вследствие остающихся деформаций, изменяются настолько, что перестают соответствовать размерам блока. В результате этого, ход цепи становится неспокойным.

К устранению этого недостатка стремится фирма Ренольд в Манчестере (Hans Renold, Ltd., Manchester), выпустившая „бесшумные цепи“ (silent chains), которые в Германии, с некоторым изменением конструкции, изготовляет завод Штольценберга [Джемс Мэпс Додж (James Mapes Dodge), герм. пат. № 167 180 от 20/V 1904 г.]. Передача посредством такой цепи изображена на фиг. 727 (по чертежу указанного завода). Как легко видеть из чертежа, увеличение шага цепи, в известных ограниченных пределах, может быть компенсировано здесь тем, что звенья цепи отодвигаются наружу, в направлении радиуса колеса. Звенья цепи Ренольда имеют довольно большую поверхность соприкосновения с зубцами. Износ в шарнирах здесь очень мал, благодаря применению закаленных и шлифованных составных втулок. Сползание цепи в боковом направлении предупреждается особой формой звеньев, которые посредине имеют более широкие фасонные пластинки, направляемые в соответствующей канавке цепного колеса. Надобность в такой канавке отпадает, если наружные звенья снабдить перекрывающими зубцы закраинами, которые обеспечивают направление цепи.

Фиг. 727.



где Q — нагрузка в *кг*, n — число пластинок, а остальные буквы имеют значения, указанные на фиг. 720, и

b. на удельное давление между цевками и пластинками

$$p = \frac{Q}{d\,s\,n}.$$

Расчет звена на изгиб — см. И. И. Бобарыков, „Детали машин“, часть общая (1926), стр. 389.

О расчете проушин пластинок см. С. П. Тимошенко, „Курс сопротивления материалов“ (1929), стр. 403 и сл. [*Ред.*].

Фирма Штольценберг изготовляет эти цепи с шагом в 8, 10, 12,7, 15,87, 19,05, 25,4, 31,75, 38,1 и 44,5 *мм*. В качестве верхнего предела скорости фирма рекомендует 6,5 *м/сек* *). Передаточное отношение должно быть не более 6 : 1, а наибольшее расстояние между осями валов — в 40 до 50 раз больше шага и не выше 3 до 3,5 *м*. Должна быть предусмотрена возможность регулирования этого расстояния [1]).

В отношении смазки зубчатых и роликовых цепей можно следовать совету фирмы — перед пользованием положить цепи в ванну керосина или скипидара, чтобы освободить их от остатков грязи или пыли и чтобы при последующей смазке масло могло смочить все рабочие поверхности, включая цевки. Чтобы удалить осмолившееся масло, такую очистку следует производить периодически и во время эксплоатации. После очистки цепь нужно основательно смазать, при чем род смазочного материала зависит от условий работы цепи. Вообще говоря (по данным фирмы), для этого целесообразно пользоваться чистым малоподвижным (вязким) машинным маслом, которое наносят щеткой на внутренние поверхности цепи, медленно двигая ее. Для тяжелых трансмиссий и таких, которые плохо защищены от пыли и грязи, фирма рекомендует в качестве смазочного материала почечное сало, так как оно заполняет все зазоры между отдельными частями цепи и этим на долгое время предохраняет ее от грязи и влаги. Для первой смазки перед пуском в эксплоатацию полезно примешать к маслу небольшое количество чешуйчатого графита. При грязной работе целесообразно, кроме того, окружать цепную передачу плотно закрывающим ее кожухом.

Относительно допустимой для таких цепей нагрузки рекомендуется всякий раз снестись с соответствующей фирмой.

Аналогична по конструкции цепь Морзе (Morse), герм. пат. № 147 766 и 149 521 от 18/V 1902 г. (ср. также Z. d. V. d. I., 1904, стр. 1742), изготовляемая заводами Компании Вестингауз (Westinghouse) в Германии и Англии. Скользящее трение цапф болтов в шарнирах цепи Ренольда заменено здесь трением качения призм, что̀ имеет целью уменьшить износ шарниров, повысить коэффициент полезного действия и облегчить смазку [2]). Первый из названных заводов изготовляет эти цепи с шагом в $^1/_2''$, $^5/_8''$, $^3/_4''$, 0,9″, 1,0″, 1,2″, 1,25″, 1,5″ и 2″, для мощностей до 500 *л. с.*, передаточных отношений до 1 : 10 и до 3000 *об/мин*.

---

*) При условии работы в масляной ванне для бесшумных цепей малых размеров можно допускать $v \leqq 8$ до 9 *м/сек*.

Передачу цепями этого типа следует располагать так, чтобы центры обоих колес находились по возможности в одной горизонтальной плоскости. При необходимости отступить от этого положения, линия, соединяющая центры колес, не должна, во всяком случае, составлять с горизонталью угол, больший 60°. [*Ред.*].

[1]) Относительно цепной передачи Ренольда см., напр, также D. P. J., 1907, стр. 699 и сл., Engineering, 1920, 2-ое полугодие, стр. 1 до 4.

[2]) В Z. d. V. d. I., 1911, стр. 78 и сл., сообщается о двух цепях Морзе, передающих одна 500 *л. с.*, а другая 1000 *л. с.* при скорости 7,36 *м/сек*. Первая из этих цепей имеет ширину в 305 *мм* и шаг 76 *мм*. Цепные колеса имеют 61 и 77 зубцов и делают 95 и 75 *об/мин*. Расстояние между осями валов равно 3936 *мм*. Ширина второй цепи при том же шаге составляет 610 *мм*. Цепные колеса имеют 61 и 83 зубца и вращаются со скоростью 97 и 70 *об/мин*. Расстояние между осями — 2622 *мм*. О другой заслуживающей внимания силовой передаче цепями Морзе см. Z. d. V. d.I., 1914, стр. 1699.

В описанных цепях Ренольда и Морзе звенья по ширине составлены из отдельных частей.

В отличие от них приводная цепь Компании цепей Морзе в С. Ш. С. А. (Morse Chain Co., Ithaca, герм. пат. № 260 679 от 25/I 1911 г.) состоит из цельных выпуклых звеньев. Эти звенья нарезаются из прутка соответствующего профиля и для соединения вдвигаются сбоку одно в другое.

В то время как в описанных системах цепей зубчатые выступы сделаны на концах тех звеньев, в которых лежат цапфы болтов или концы призм, в шарнирной приводной цепи Шмидта (фирмы Schmidt Drive Chain Co., New-York) зубцы расположены посредине звеньев. Подробнее об этом см. Z. d. V. d. I., 1908, стр. 356 и сл.

В Z. d. V. d. I., 1909, стр. 1903, изображена и описана особо легкая приводная цепь фирмы Ковентри (Coventry Chain Co.), которая, подобно ремню, допускает перекрестный привод.

Подробнее о цепных передачах см. статью Шифера (Schiefer) в V. d. V. z. B. d. G., 1917, стр. 257 и сл., также Геллер (Heller), „Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff“, Berlin, 1912.

Фиг. 728.

Уже сравнительно давно в продажу выпущены также приводные цепи (для передач, элеваторов и т. д.) из ковкого чугуна, имеющие настолько большой успех, что их применение все возрастает. На фиг. 1 до 3 (на последней болт стальной) табл. 51 показаны такие цепи фирмы Штотц. Цепи по фиг. 1 и 2 табл. 51 (разборные приводные цепи) легко разбираются, для чего достаточно повернуть какое-либо звено на 90° и сдвинуть его вправо или влево. В цепи по фиг. 3 табл. 51, так наз. цепи с стальными болтами, перед разборкой должны быть вынуты болты. Цепные звенья по фиг. 3 изготовляются также, в целях уменьшения износа, с сменными стальными втулками.

На фиг. 728 изображена разборная цепь с перекрестными звеньями, производства той же фирмы. Эта цепь служит средством передачи между двумя или более валами, расположенными под произвольными углами друг к другу. Если нижнее звено на фиг. 728 повернуть около его верхней цапфы так, чтобы оно заняло горизонтальное положение, то после этого его можно вынуть, выдвинув вправо из соединительной части (шарнира).

Цепи Штотца, в конструкции которых выражено стремление по возможности уменьшить удельное давление в шарнирах, обладают в формах выполнения по фиг. 1 и 2 табл. 51 и фиг. 728 (существует целый ряд еще и других типов) преимуществом легкой разборки и быстрой смены отдельных звеньев. Испытания таких цепей, неоднократно производившиеся автором, обычно давали, в отношении прочности и вязкости их звеньев, результаты, превосходившие ожидания.

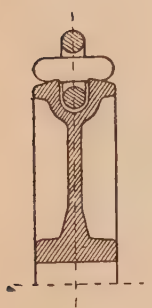
Относительно размеров этих цепей, разрывающих нагрузок и допустимых скоростей мы должны сослаться на очень подробные каталоги названной фирмы *).

2. Цепные блоки, барабаны и крюки.

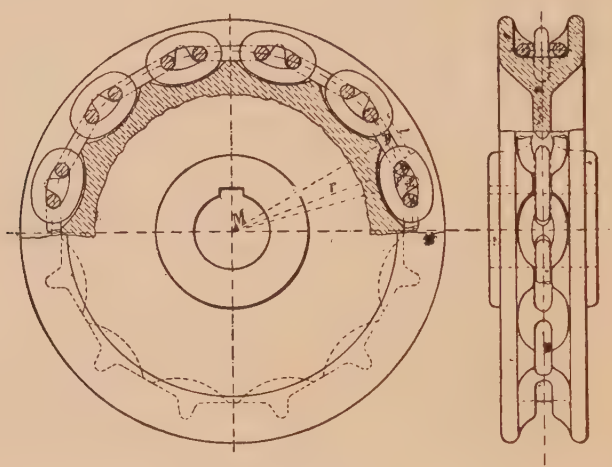
Диаметр D блоков и барабанов должен быть, по крайней мере, в 20 раз больше толщины цепи d, а если возможно, то и больше.

Цепные блоки изображены на фиг. 729, 730, 731 и 732. Скос (двойной конус) на фиг. 729 имеет целью передвинуть место опоры цепных звеньев от их середины к концам и этим уменьшить напряжение изгиба. Высокие закраины (реборды)

Фиг. 729.



Фиг. 730.



Фиг. 731.

Фиг. 732

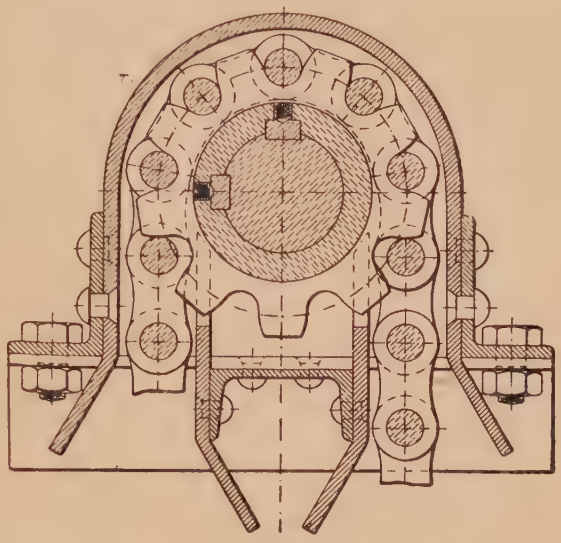
на фиг. 730 и 731, которые служат для того, чтобы предупреждать соскакивание цепи, необходимы лишь в тех случаях, когда такого соскакивания приходится особенно опасаться.

Блок по фиг. 731 применяется большей частью как шпилевой, а также для ручных цепей (напр., в талях), тогда как зубчатый блок по фиг. 730 — так наз. звездочка — обычно предназначается для грузовых цепей. Для того, чтобы звенья цепи равномерно ложились в углубления — ячейки — на ободе шпилевого блока или звездочки, они должны быть одинаковыми по величине, т.-е. калиброванными (ср. стр. 296 и сл.). Особенно важным для правильного действия является, кроме того, тщательное выполнение цепного блока, соотв. зубцов цепного колеса, так как только при этом условии цепные звенья могут хорошо прилегать к нему.

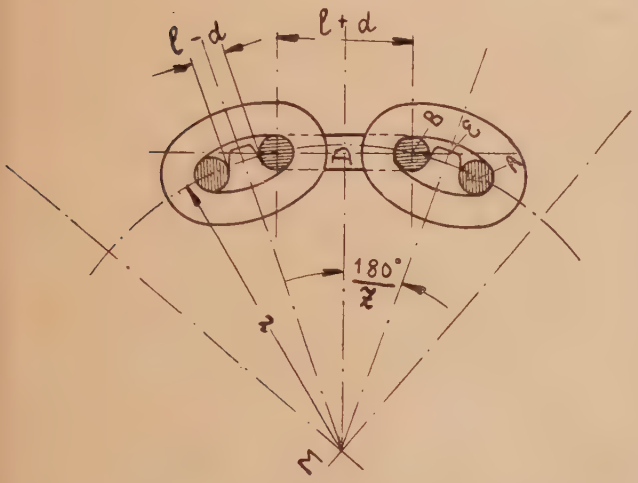
*) Описание различных конструкций цепей из ковкого чугуна, таблицы размеров и вспомогательные таблицы для расчетов см. в книгах: П. С. Козьмин, „Элеваторы, транспортеры и конвейеры“ (1929), стр. 16 и сл.; Г. Ганфштенгель, „Перемещение массовых грузов“ (Москва, 1927), стр. 40 и сл. (приближенный расчет звена, как прямоугольной рамы, под нагрузкой, равномерно распределенной по коротким сторонам); Ратновский, стр. 163 и сл., Machinery's Handbook (1927), стр. 798 — 802. [*Ред.*].

Часто при изготовлении модели, ячейки, соотв. впадины между зубцами, вырезают вручную, а затем пригоняют их по звеньям цепи. При этом способе качество выполнения, помимо чистоты отливки, зависит главным образом от тщательности изготовления зубцов на модели. В большинстве случаев колеса, изготовленные таким способом, бывает необходимо дополнительно обработать для уменьшения истирания цепи. В D. P. J. за 1909 г., стр. 215 и сл. Паннигер (Panniger) указывает способ механической обработки ячеек звездочки, обеспечивающий лучшее прилегание цепи. Даже при самом тщательном изготовлении звездочки, необходимо направлять цепь на половине окружности так, чтобы она не могла выйти из зацепления. Особенно это касается зубчатых блоков грузовых цепей. Кроме того, необходимо устраивать особый сниматель (съемный кулак), который, в случае защемления между зубцами звеньев цепи вследствие упругого растяжения последних, выталкивал бы их из впадин. Подобное направляющее устройство для цепи и сниматель в выполнении Эслингенского завода изображены на фиг. 733 (цепь Галля с соответствующим цепным блоком). В зависимости от нагрузки и частоты употребления, цепные блоки отливаются из чугуна — мягкими или отбеленными, либо из стали.

Фиг. 733.



Фиг. 733а.



Если, сообразно фиг. 730 и 733а, обозначить через l внутреннюю длину цепных звеньев (равную шагу цепи), через d диаметр цепного железа и через z число кулаков (зубцов) цепного блока, то радиус $r = \frac{D}{2}$ начальной окружности, проходящей через центры A, B поперечных сечений цепных звеньев, который в то же время является плечом груза, будет равен (фиг. 733а)

$$r = \sqrt{\overline{MD}^2 + \overline{DB}^2} = \sqrt{\overline{MD}^2 + \left(\frac{l+d}{2}\right)^2},$$

при чем

$$\overline{MD} = \frac{\overline{DE}}{\operatorname{tg}\frac{180^\circ}{z}} = (\overline{DB} + \overline{BE}) \cdot \operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z} = \left(\frac{l+d}{2} + \frac{l-d}{2\cos\frac{180^\circ}{z}}\right) \cdot \operatorname{ctg}\frac{180^\circ}{z} =$$

$$= \frac{\frac{l}{2}\left(1+\cos\frac{180^\circ}{z}\right) - \frac{d}{2}\left(1-\cos\frac{180^\circ}{z}\right)}{\sin\frac{180^\circ}{z}} = \frac{l\cos^2\frac{90^\circ}{z} - d\sin^2\frac{90^\circ}{z}}{2\sin\frac{90^\circ}{z}\cos\frac{90^\circ}{z}} =$$

$$= \frac{1}{2}\left(l\operatorname{ctg}\frac{90^\circ}{z} - d\operatorname{tg}\frac{90^\circ}{z}\right).$$

Таким образом

$$r = \frac{1}{2}\sqrt{l^2\operatorname{ctg}^2\frac{90^\circ}{z} - 2ld + d^2\operatorname{tg}^2\frac{90^\circ}{z} + l^2 + 2ld + d^2} =$$

$$= \frac{1}{2}\sqrt{l^2\left(\operatorname{ctg}^2\frac{90^\circ}{z}+1\right) + d^2\left(\operatorname{tg}^2\frac{90^\circ}{z}+1\right)} =$$

$$= \frac{1}{2}\sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90^\circ}{z}}\right)^2}\ ^{1)} \qquad (499)$$

Для цепей из сравнительно тонкого железа и большого числа зубцов влияние второго члена под корнем исчезает, и уже для $z \geqq 6$ и для $d \leqq 1{,}6$ *см* можно без заметной ошибки принимать

$$r = \frac{l}{2\sin\frac{90^\circ}{z}}, \qquad (500)$$

при чем, в противоположность ур. (503), следует помнить о том, что l обозначает здесь внутреннюю длину звеньев.

При $z \leqq 5$ блок и вал изготовляют как одно целое.

Сопротивление трения цепи обусловлено поворотом цепного звена относительно звена, соединенного с ним, в месте их схода с блока, следовательно, зависит от качества поверхности звеньев и от смазки *).

---

1) Ср. также Ad. Ernst, „Die Hebezeuge", том I, стр. 34 и сл.

*) Решающее влияние на величину трения оказывает угол относительного поворота $\alpha = \frac{2\pi}{z}$, где z — число зубцов колеса. Отсюда следует, что z следует выбирать возможно большим.

На величину трения влияет и шаг цепи, так как в цепном блоке роль начальной окружности зубчатого колеса играет многоугольник. Чем меньше шаг, тем больше приближается этот многоугольник к окружности, тем спокойнее движется цепь, тем, следовательно, меньше потери, шум, производимый цепью, и износ ее и блока.

Единственным обстоятельным исследованием теории передач роликовыми и зубчатыми (бесшумными) цепями является диссертация Гайстера (E. Geister), „Rollenkettengetriebe und Zahnkettengetriebe" (1928), который указывает, в частности, на необходимость построения профиля зубцов блока, как эвольвенты многоугольника, а не круга, как это иногда принимают до сих пор на основании (ошибочном) аналогии передачи цепью Галля цевочному зацеплению.

Относительно цепных передач см. также: H. T. Hildage, „Transmission of Power by Chains", Engineering, 1914, vol. 97, стр. 99; F. M. Lawson, „On Chain Driving Theory", Engineering, 1920, vol. 110, стр. 1 и сл.; G. M. Bartlett, „The Development of the Roller Chain Drives", Automotive Industries, 1921, vol. 45, стр. 363; Prätorius, „Geräuschlose Zahnketten", Motorwagen, 1913, стр. 419; A. C. Woodbury, „Chain Drives. Factors in their Industrial Application", Power Transmission, 1929, vol. 34, стр. 23 и сл. [*Ped.*].

В среднем, зависимость между силой K и грузом L, приложенными к цепному блоку (ср. фиг. 686, стр. 261), можно приближенно выразить формулой

$$K = L\left(1 + 0{,}4\,\frac{d}{D}\right). \qquad (501)$$

При навивании на барабан можно приближенно принимать

$$K = L\left(1 + 0{,}3\,\frac{d}{D}\right). \qquad (502)$$

Ср. по этому поводу стр. 261.

На фиг. 4 табл. 50 изображен цепной барабан. Наименьшая толщина цилиндрической стенки барабана определяется напряжениями на изгиб и на кручение, или же конструктивными соображениями. Последние требуют толщины не меньше, примерно, 12 *мм*. Чтобы не подвергать ось барабана скручивающим напряжениям, в этой конструкции цилиндрическое зубчатое колесо, которое служит для привода барабана, заклинено на его полой цапфе; следовательно, эта цапфа должна быть рассчитана на кручение. Способ крепления цепи к барабану поясняется фиг. 5 табл. 50. Само собой разумеется, что болты должны иметь некоторый зазор в закрепляющей скобе (ср. замечания на стр. 262 по поводу фиг. 3 табл. 50). Барабан целесообразно закреплять на валу следующим образом. Шпонки закладывают в соответствующие канавки вала и, если нужно, скрепляют с ним при помощи винтов *). Правая шпонка приблизительно на 1 *мм* ниже, чем это соответствует наименьшей глубине канавки для левой шпонки. Это дает возможность вдвинуть вал слева направо в барабан и заклинить последний. Возможно также такое устройство, при котором левую шпонку можно еще подтягивать. Вместо шпонок изображенного вида применяют также шпонки с головкой.

На вопрос о том, что́ выгоднее — заклинить зубчатое колесо на барабане и заставить вращаться вал, или же непосредственно связать между собой барабан и зубчатое колесо и заставить их вращаться на неподвижном валу — дать общий ответ нельзя (ср. стр. 262).

Зубчатые шкивы для приводных цепей (фасонные цепные блоки, кулачковые блоки) аналогичны цилиндрическим зубчатым колесам, как это ясно из фиг. 722 и 723, стр. 298, фиг. 727, стр. 303, также фиг. 6 табл. 50 и фиг. 1 табл. 51. Начальная окружность проходит через центры шарнирных болтов (фиг. 6 табл. 50), при чем ее радиус определяется длиной пластинок (измеренной между серединами соседних болтов) или шагом l, а число зубцов (кулаков) блока определяется по формуле

$$r = \frac{l}{2\,\sin\frac{180^\circ}{z}}. \qquad (503)$$

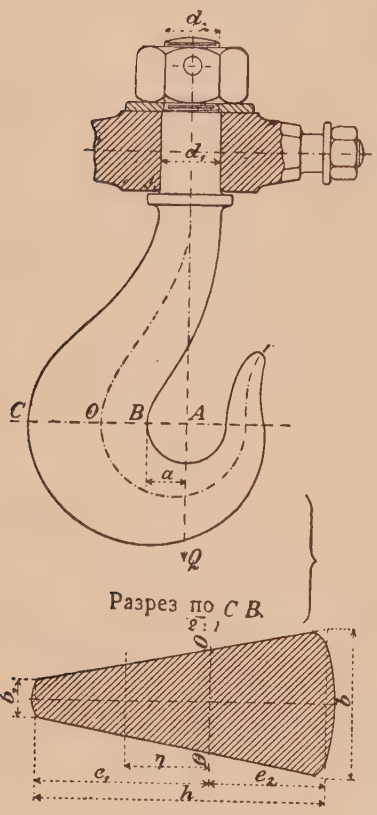
Профиль впадин между зубцами, т.-е. очертание ножки, соответствует диаметру болтов цепи; профили же головок зубцов очерчиваются дугами круга, описанными из центров соседних болтов. Число зубцов z, в целях уменьшения трения цепи, обычно берут больше десяти (примерно, до 30). Если цепной блок и вал делаются из одного куска, то число зубцов z можно уменьшить до семи.

В качестве материала для изготовления цепных блоков могут служить чугун, стальное литье, железо и сталь. Иногда, вместо цельного чугунного цепного блока,

*) „Направляющие“ шпонки, см. том I, стр. 530. *[Ред.]*.

применяют чугунный обод с вставленными в него железными или стальными зубцами, аналогично тому, как деревянные зубья вставляют в чугунные колеса*).

Фиг. 734.



Сопротивление цепной звездочки больше сопротивления обыкновенного блока на величину трения звеньев цепи о зубцы. Коэффициент полезного действия зубчатых цепных блоков считают равным, в среднем, 0,94.

В некоторых подъемниках рабочий руками тянет цепь, звенья которой ложатся в соответствующей формы ячейки блока (ср. фиг. 731, стр. 306). В этих случаях толщину цепи следует выбирать с таким расчетом, чтобы ее можно было крепко захватить рукой. Это осуществимо при $d = 8$ *мм* до 10 *мм*. Тянущее усилие, которое рабочему предстоит прилагать к такой цепи, не должно превышать 30 *кг***).

На фиг. 734 изображен простой (однорогий) подъемный крюк с поперечиной, а на фиг. 740 и 741 — двойные (двурогие) крюки.

Расчет простого (однорогого) крюка, фиг. 734 ***).

Для горизонтального поперечного сечения BOC, которое мы будем рассматривать как трапецию со сторонами b и b_1 и высотой $h = e_1 + e_2$, груз Q дает как наибольший изгибающий момент, равный $Q\,(a + e_2)$, так и наибольшее нормальное усилие, равное Q.

Если, как обычно поступают, предположить, что поперечное сечение BOC принадлежит прямому призматическому телу, и если обозначить через

f площадь поперечного сечения,

Θ его момент инерции относительно оси OO, проходящей через центр тяжести сечения,

σ напряжение крайнего внутреннего волокна, т.-е. расположенного у B,

σ_1 напряжение крайнего внешнего волокна, т.-е. расположенного у C, то, согласно ур. (85), том I, стр. 45,

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\Theta : e_2}, \qquad (504)$$

$$-\sigma_1 = -\frac{Q}{f} + \frac{Q\,(a + e_2)}{\Theta : e_1}. \qquad (505)$$

---

*) Конструкции Газенклевера (Hasenclever) и Геккеля (Heckel) описаны в книге П. С. Козьмина (стр. 70 и сл.), упомянутой в выноске на стр. 306. [*Ред.*].

**) При длительной работе — ниже, до 10 *кг*. [*Ред.*].

***) Расчет крюков см. также в курсе подъемных кранов Ратновского, стр. 213—251 [*Ред.*].

При надлежащей форме поперечного сечения, соответствующей материалу, из которого изготовляются крюки (вязкое сварочное или литое железо) *), можно назначить такие размеры, чтобы было соблюдено условие

$$\sigma = -\sigma_1 \text{ [1]},$$

обеспечивающее возможно полное использование прочности.

Однако, если рассчитать крюк по этому способу, то в действительности равенства напряжений на расстояниях e_2 и e_1 от оси OO не получится. Более точный расчет показывает, что напряжение наиболее растянутого волокна (у B) значительно больше напряжения наиболее сжатого волокна (у C), так как крюк имеет форму не прямого призматического тела, а бруса с криволинейной осью, к которому приложимо ур. (116), том I, стр. 51, а не ур. (85) **).

Если обозначить через r радиус кривизны оси крюка в точке O, то напряжение в расстоянии η от оси OO, проходящей через центр тяжести сечения, согласно ур. (116), получится равным

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{M_b}{fr} + \frac{M_b}{\varkappa f r} \cdot \frac{\eta}{r+\eta}.$$

В данном случае

$$P = Q, \quad M = -Q\,(a + e_2),$$

следовательно, нормальное напряжение выразится следующим образом:

$$\sigma = \frac{Q}{f} - \frac{Q\,(a+e_2)}{fr} - \frac{Q\,(a+e_2)}{\varkappa f r} \cdot \frac{\eta}{r+\eta}. \qquad (506)$$

---

*) Обычно крюки изготовляют посредством ручной ковки. Опыты показали, что, вопреки распространенному мнению, крюки, кованные в штампах, в отношении прочности не уступают крюкам, кованным вручную, при условии правильного ведения процесса штамповки. Оказалось также, что если волокна металла расположены в крюке перпендикулярно к направлению действия силы, то крюк получается более прочным, чем в том случае, когда направление волокон параллельно этой силе. Объяснение этого факта, кажущегося парадоксальным, см. в сообщении Коха (Koch) в Z. d. V. d. I., 1927, стр. 368.

Литые из стали крюки могут быть допущены лишь в том случае, если и при наибольшем поднимаемом грузе максимальное напряжение в опасном сечении остается достаточно низким. В противном случае такие крюки получаются очень тяжелыми. [*Ред.*].

[1]) При поперечном сечении, симметричном относительно OO, выполнение этого условия, конечно, невозможно.

**) Как известно, распределение напряжений в опасном сечении BOC следует не закону прямой линии, как это получается при расчете крюка по упрощенному способу (прямой брус), а изображается гиперболической кривой. Прейсс (Preuss, „Versuche über die Spannungsverteilung in Kranhaken", Z. d. V. d. I., 1911, стр. 2173 и сл., и M. ü. F., Heft 126, 1912) путем опытов, во время которых напряжения в разных точках сечения крюка определялись измерением наблюдавшихся деформаций, нашел, что наибольшее действительное напряжение было в одном крюке на 27% больше, в другом — на 5% меньше, чем давал метод криволинейного бруса. При обычно принимаемом для крюков запасе прочности, истечение материала, если оно и происходит, изменяет кривизну крюка в таком направлении, что его сопротивляемость увеличивается (см. стр. 313).

По сравнению с результатами теории прямого бруса, наибольшее действительное напряжение в опасном сечении крюка оказалось по опытам Прейсса на 72% больше расчетного. [*Ред.*].

В предположении трапецевидного поперечного сечения [1]), в этом уравнении

$$f=\frac{b+b_1}{2}h,\quad e_2=\frac{b+2b_1}{b+b_1}\frac{h}{3},\quad e_1=h-e_2,$$

$$\varkappa=-1+\frac{2r}{(b+b_1)h}\left\{\left[b_1+\frac{b-b_1}{h}(e_1+r)\right]ln\frac{r+e_1}{r-e_2}-(b-b_1)\right\}^{*})$$

Если, например, принять

$$r=a+e_2,\quad h=2a,\quad b=3b_1,$$

то получится

$$e_2=\frac{5}{6}a,\quad r=\frac{11}{6}a,\quad \frac{1}{\varkappa}=10{,}27,$$

$$\sigma=-10{,}27\,\frac{Q}{f}\,\frac{\eta}{\frac{11}{6}a+\eta}.$$

Следовательно,

для $\eta=-e_2$, т.-е. для точки B $\quad\sigma=+8{,}56\,\frac{Q}{f}$,

„ $\eta=+e_1$, „ „ „ C $\quad\sigma=-3{,}99\,\frac{Q}{f}$.

Расчет же, при котором предполагается, что поперечное сечение BOC принадлежит прямому брусу, в данном случае дает

для напряжения в точке B $\quad\sigma=+6\,\frac{Q}{f}$,

„ „ „ „ C $\quad\sigma=-6\,\frac{Q}{f}$.

Следовательно, напряжение, играющее главную роль (в точке B), оказывается на

$$100\,\frac{8{,}56-6}{6}=43\%$$

больше, чем получается при обычном методе расчета [2]). Таким образом, этот упрощенный способ приводит к значительной недооценке напряжения. Это представляется тем более существенным, что в крюках для больших грузов значение допускаемого напряжения принимается уже и без того довольно высоким (ср. том I, выноска на стр. 50).

Напряжение крюка в поперечном сечении BOC будет тем больше приближаться к напряжению прямого, эксцентрично нагруженного, бруса, чем больше радиус кривизны r. Поэтому представляется уместным располагать центр кривизны для точки O продольной оси крюка не в точке A, а правее ее, т.-е. придавать крюку в наиболее опасном поперечном сечении возможно малую кривизну, как это изображено на фиг. 735 [3]).

---

[1]) На практике острые углы трапеции скругляют и связанное с этим уменьшение поперечного сечения компенсируют, придавая небольшую выпуклость плоским поверхностям, ограничивающим брус трапецевидного профиля.

*) Чрезвычайно простой и изящный способ построения кривой распределения напряжений в брусе с криволинейной осью см. в статье Толле (M. Toile), „Zur Ermittlung der Spannungen krummer Stäbe“, Z. d. V. d. I., 1903, стр. 884 и сл. См. также Ратновский, стр. 228 и 236. [*Ред.*].

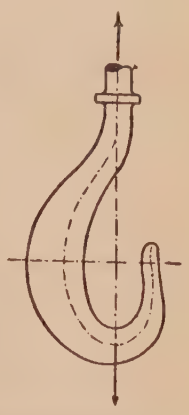
[2]) Подробное объяснение этому можно найти в E. u. F., Отдел V.

[3]) Наиболее опасное поперечное сечение такого крюка, внутреннее очертание которого имеет большой радиус кривизны в этом месте, может быть приближенно

Необходимо еще принять во внимание, что иногда, особенно при подъеме груза двумя канатами, очень сильное напряжение может испытывать и проходящее через A (ср. фиг. 734) вертикальное поперечное сечение крюка.

Сравнение крюка по фиг. 734 с крюком, изображенным на фиг. 735, показывает, что при прочих равных условиях первый короче и что при равной грузоподъемности для второго может потребоваться больше материала.

Фиг. 735.



Далее, легко видеть, что изготовленный из вязкого материала крюк, растягивающийся под действием спокойной нагрузки, т.-е. уменьшающий при этом свою кривизну, тем самым уменьшает и свое напряжение, т.-е. сопротивляемость его внешним силам увеличивается: явление, которому можно найти аналогии в других областях (Ср. том I, последний абзац стр. 64).

При решении вопроса о допускаемом напряжении материала следует сообразоваться с указаниями п. 6 на стр. 109 и 110 тома I.

Что касается диаметра d_1 стержня крюка, то следует иметь в виду, что этот стержень иногда испытывает не только растягивающие, но и изгибающие напряжения, напр., при перекосе блоков талей. Если конструкция такова, что стержень

рассчитано, как принадлежащее прямому брусу. Тогда при условии $\sigma = -\sigma_1$, ур. (504) и (505) дают зависимость

$$\frac{1}{f} + \frac{a + e_2}{\Theta : e_2} = -\frac{1}{f} + \frac{a + e_2}{\Theta : e_1},$$

откуда

$$(a + e_2)\, f\, (e_1 - e_2) = 2\, \Theta. \qquad (507)$$

Для формы поперечного сечения, изображенной на фиг. 734, стр. 310, имеем

$$e_2 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1}\,\frac{h}{3} = \frac{1 + 2\frac{b_1}{b}}{1 + \frac{b_1}{b}}\,\frac{h}{3} = \frac{1 + 2m}{1 + m}\,\frac{h}{3},$$

где через m обозначено отношение $\frac{b_1}{b}$.

Далее,

$$e_1 = \frac{2b + b_1}{b + b_1}\,\frac{h}{3} = \frac{2 + m}{1 + m}\,\frac{h}{3},$$

$$e_1 - e_2 = \frac{1 - m}{1 + m}\,\frac{h}{3},$$

$$\Theta = \frac{b^2 + 4\,b\,b_1 + b_1^2}{36\,(b + b_1)}\,h^3 = \frac{1 + 4\,m + m^2}{36\,(1 + m)}\,b\,h^3,$$

$$f = \frac{b + b_1}{2}\,h = \frac{1 + m}{2}\,b\,h.$$

Подставляя эти значения в ур. (507), получим

$$a + e_2 = \frac{1 + 4\,m + m^2}{3\,(1 + m)\,(1 - m)}\,h = a + \frac{1 + 2\,m}{1 + m}\,\frac{h}{3}, \qquad (508)$$

откуда, после упрощений,

$$h = \frac{1 - m}{m}\,a. \qquad (509)$$

сидит в поперечине с зазором, то такие напряжения, при обычных условиях работы, не имеют особенно большого значения. В случае надобности, надлежит предусмотреть возможность автоматической установки крюка в вертикальном направлении. Мы учтем упомянутое напряжение в расчете тем, что примем значение k_z, соответствующее способу нагрузки b, а не a (ср. том I, стр. 104). Тогда можно приближенно

Последняя формула выражает условие равенства наибольшего растягивающего и наибольшего сжимающего напряжений.

Для определения первого введем в ур. (504) значение $a+e_2$ из ур. (508). Получим

$$\sigma = Q\left[\frac{2}{(1+m)\,b\,h} + \frac{4}{(1-m)\,b\,h}\,\frac{1+2m}{1+m}\right] = \frac{Q}{b\,h}\,\frac{6}{1-m}. \qquad (510)$$

Если, например, требуется спроектировать цепной крюк на 7200 *кг*, для которого задан размер $a = 32$ *мм*, то прежде всего задаются отношением $\frac{b_1}{b} = m$, например, принимают $b_1 = \frac{1}{4}\,b$. Тогда из ур. (509) находим

$$h = \frac{1-\frac{1}{4}}{\frac{1}{4}}\,a = 3\,a = 3\cdot 3{,}2 = 9{,}6\ см,$$

а из ур. (510) для $\sigma \leqq k_z = 1200$ *кг/см*^{2} при спокойной нагрузке (том 1, стр. 103 и сл. получаем:

$$1200 = \frac{7200}{b\cdot 9{,}6}\,\frac{6}{1-\frac{1}{4}},$$

$$b = 50\ мм,$$

$$b_1 = \frac{50}{4} = 12{,}5\ мм \cong 12\ мм.$$

Поверочный расчет:

$$e_2 = \frac{5{,}0+2\cdot 1{,}25}{5{,}0+1{,}25}\,\frac{9{,}6}{3} = 3{,}84\ см,$$

$$e_1 = 9{,}6 - 3{,}84 = 5{,}76\ см,$$

$$\Theta = \frac{1+4\cdot\frac{1}{4}+\left(\frac{1}{4}\right)^2}{36\left(1+\frac{1}{4}\right)}\,5\cdot 9{,}6^3 = 202{,}75\ см^4,$$

$$\frac{\Theta}{e_2} = 202{,}75 : 3{,}84 = 52{,}8\ см^3,$$

$$\frac{\Theta}{e} = 202{,}75 : 5{,}76 = 35{,}2\ см^3,$$

$$f = \frac{5+1{,}25}{2}\,9{,}6 = 30\ см^2,$$

$$\sigma = \frac{7200}{30} + \frac{7200\ (3{,}2+3{,}84)}{52{,}8} = 240+960 = 1200\ кг/см^2,$$

$$-\sigma_1 = -\frac{7200}{30} + \frac{7200\ (3{,}2+3{,}84)}{35{,}2} = -240+1440 = 1200\ кг/см^2,$$

показывает, что размеры крюка определены правильно.

Брать k_z больше приведенных значений представляется весьма рискованным, так как, несмотря на малую кривизну внутреннего очертания крюка, напряжение в опасном сечении его в действительности все же превышает то, которое получается в предположении, что это

воспользоваться ур. (184), том I, стр. 203. В виду того, что крюки обычно изготовляют из очень хорошего материала, это уравнение для диаметра винта d_2 (фиг. 734) дает:

$$P \leqq 2000\, d_2^2, \qquad (511)$$

где d_2 — выражено в дюймах, и

$$P \leqq 300\, d_2^2,$$

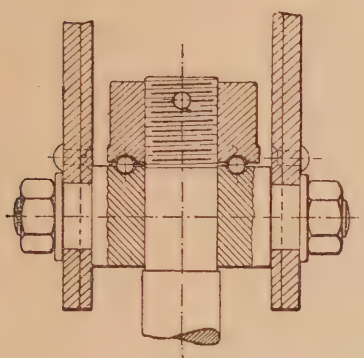
если d_2 — в сантиметрах.

Чтобы иметь уверенность в том, что гайка не затягивает стержень крюка до упора заплечика в поперечине, рекомендуется брать d_1 на несколько миллиметров больше размера d_2. При этом условии резьба действительно кончается на хвосте крюка. Правда, в этом случае необходимо применять подкладную шайбу.

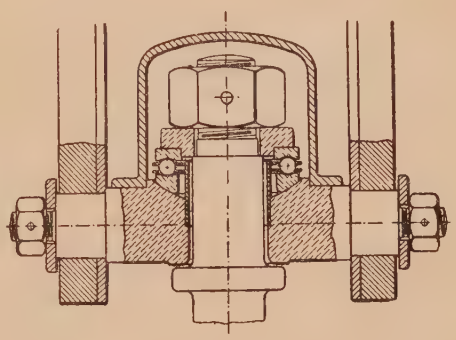
Поперечину, в которой укреплен крюк, нужно рассчитывать на изгиб. При расчете ее цапф следует позаботиться о том, чтобы удельное давление не получилось слишком большим.

На фиг. 736 показано устройство подвеса грузового крюка с применением шариковой опоры [1]). В настоящее время большей частью применяют особые шари-

Фиг. 736.



Фиг. 737.



ковые подпятники с обоймой для шариков, вроде изображенного на фиг. 737 (конструкция фирмы Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken в Берлине) и на фиг. 1 табл. 53.

сечение принадлежит прямому брусу. Кроме того, обычно недопустимо брать k_z очень большим еще и потому, что в подъемных машинах крюк часто получает дополнительную нагрузку, чтобы обеспечить автоматическое его опускание.

Так как радиус кривизны, равно как и момент инерции, для частей крюка, расположенных ниже его горизонтального поперечного сечения, постепенно убывает (см. фиг. 735), то необходимо обращать внимание на то, чтобы напряжение в этих поперечных сечениях не превышало допускаемой величины.

Диаметр стержня крюка d_1 определяется по ур. (511), т.-е. для взятого примера

$$7200 = 2000\ d_2^2,$$

$$d_2 \cong 1^7/_8''.$$

[1]) Часто встречающаяся конструктивная ошибка заключается в том, что для желобков, в которых лежат шарики, допускают слишком высокую нагрузку. Так, например, автору пришлось иметь дело с двурогим крюком, предназначенным для груза в 20 000 *кг* и подлежавшим испытанию пробной нагрузкой в 30 000 *кг*, который был снабжен 21 закаленным

Расчет двойного (двурогого) крюка.

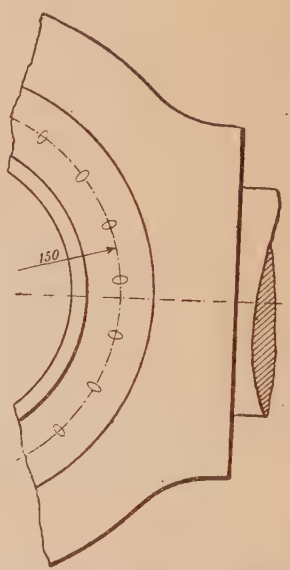
а. *Для вертикально приложенной силы,* фиг. 740.

В рассматриваемом случае трудно сразу же указать, в каком именно поперечном сечении имеет место наибольшее напряжение. Поэтому по эскизу крюка задаются прежде всего тем поперечным сечением, которое представляется на-глаз

стальным шариком, диаметром в $^7/_8''$ (22,2 *мм*), при чем эти шарики лежали в желобках, как это изображено на фиг. 738. Обследование этого крюка показало следующее.

Рабочие поверхности желобков, повидимому, железные (не закаленные), после разгрузки обнаружили по средней линии столько отпечатков, шириной около 3 *мм* и длиной около 7 *мм* (в радиальном направлении), сколько имелось шариков. Эти оставшиеся отпечатки изображены на фиг. 739. Равномерность их распределения по всему желобку и размеры их свидетельствовали о тщательном выполнении рабочих поверхностей и о довольно совершенной равномерности передачи усилий отдельными шариками.

Фиг. 739.



Пробная нагрузка дает, согласно ур. (479), том II, стр. 228,

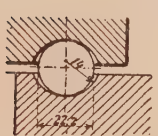
$$30\,000 = 21\,\frac{k}{10}\,7^2,$$

откуда

$$k \cong 290\ кг/см^2.$$

Проточкой желобков отпечатки были удалены и твердость рабочих поверхностей была повышена цементированием. После новой нагрузки на 30 000 *кг* и последующей разгрузки, в желобке гайки крюка был обнаружен двадцать один отпечаток, шириной около 2 *мм* и длиной около 5 *мм* (в радиальном направлении). Однако, эти отпечатки лежали уже не посредине желобка, как на фиг. 739, а по окружности, диаметр которой был приблизительно на 11 *мм* меньше среднего диаметра желобка. На рабочей поверхности желобка поперечины точно так же оказался 21 отпечаток, шириной около 1,8 *мм* и длиной около 3,5 *мм*. Эти отпечатки были расположены по окружности, диаметром на 16 *мм* больше среднего диаметра желобка. Вопрос о том, произошли ли эти отклонения вследствие неудовлетворительной проточки рабочей поверхности и в какой мере они могли быть обусловлены неравномерной усадкой при цементировании, остался невыясненным.

Фиг. 738.



В конце-концов, опора крюка была устроена в виде двух закаленных стальных пластин, между которыми было уложено 32 шарика (двумя концентрическими рядами). После этой переделки нагрузка в 30 000 *кг* оставляла в желобках уже только незначительные углубления. Для указанного числа шариков находим, подставляя диаметр их в восьмых долях дюйма,

$$k = \frac{30\,000 \cdot 10}{32 \cdot 7^2} = 190\ кг/см^2.$$

Следовательно, в условиях эксплоатации, т.-е. при действительной рабочей нагрузке

$$k = \frac{20\,000 \cdot 10}{32 \cdot 7^2} = 127\ кг/см^2.$$

Эта нагрузка представляется все еще слишком высокой. При оценке ее допустимости на основании изложенного выше, не следует упускать из виду, что пробная нагрузка действовала лишь как спокойная, т.-е. что движения шариков под грузом не было и, таким образом, шариковый подпятник собственно не работал как таковой.

наиболее опасным. Пусть это будет на фиг. 740 поперечное сечение, определяемое точкой O оси крюка. Для этого сечения нагрузка $\frac{Q}{2}$ [1]) дает:

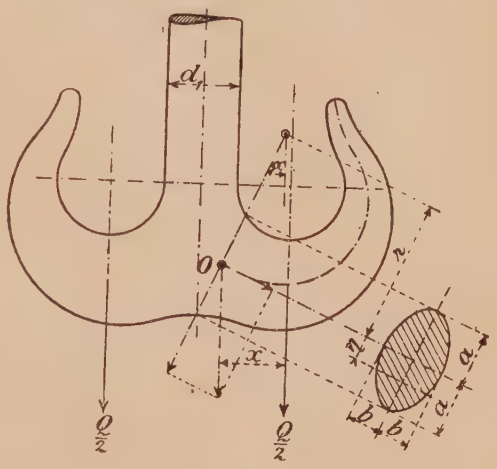
нормальное усилие $P=\frac{Q}{2}\sin\alpha$,

перерезывающее (сдвигающее) усилие $S=\frac{Q}{2}\cos\alpha$,

изгибающий момент M_b, абсолютная величина которого равна $\frac{Q}{2}x$.

Если — что̀ допустимо — пренебречь перерезывающей силой S, то при эллиптической форме поперечного сечения крюка и при допущении, что оно принадлежит брусу с криволинейной осью, радиус кривизны которой в точке O равен r, можно воспользоваться тем же способом расчета, который был применен для простого крюка и привел к ур. (506). Таким образом, нормальное напряжение в элементах поперечного сечения, расположенных на расстоянии η от оси, будет равно

Фиг. 740.



$$\sigma=\frac{Q\sin\alpha}{2f}-\frac{Qx}{2fr}-\frac{Qx}{2\varkappa fr}\cdot\frac{\eta}{r+\eta},$$

где, на основании ур. (119), том I, стр. 51,

$$\varkappa=\frac{1}{4}\left(\frac{a}{r}\right)^2+\frac{1}{8}\left(\frac{a}{r}\right)^4+\frac{5}{64}\left(\frac{a}{r}\right)^6+\ldots \qquad f=\pi ab.$$

Наибольшее напряжение получается для $\eta=-a$ и составляет

$$\sigma_{max}=\frac{Q\sin\alpha}{2f}-\frac{Qx}{2fr}+\frac{Qx}{2\varkappa fr}\cdot\frac{a}{r-a}.$$

Если радиус r достаточно велик по сравнению с a, так что поперечное сечение можно приближенно рассматривать как принадлежащее прямому брусу, то получается:

$$\sigma_{max}=\frac{Q\sin\alpha}{2f}+\frac{Qx}{2\Theta:a}=\frac{Q\sin\alpha}{2\pi ab}+\frac{Qx}{\frac{\pi}{2}a^2b}.$$

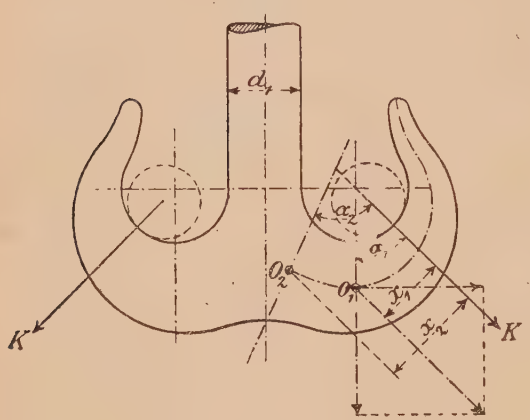
Если возникает сомнение в том, что выбранное для расчета поперечное сечение действительно является самым опасным, то следует проделать такой же расчет также для одного или двух поперечных сечений. Если для спроектированного крюка получается слишком большое значение σ_{max}, то необходимо соответственно увеличить поперечное сечение и, в случае надобности, повторить весь расчет.

[1]) Если бы приходилось считаться с возможностью подвешивания всего груза к одной половине крюка, то расчет следовало бы вести по способу, изложенному на стр. 310 и сл. настоящего тома.

b. *Для наклонно приложенной силы*, фиг. 741.

Довольно часто груз Q приходится подвешивать к двойному крюку таким образом, что каждая из половинок последнего оказывается нагруженной более или менее наклонной силой K, как показано на фиг. 741. В подобных случаях напряжение материала следует определять, по крайней мере, для двух сечений проектируемого крюка (ср. фиг. 741), при чем пренебрегают перерезывающей силой и вводят в расчет:

Фиг. 741.



для поперечного сечения O_1:
нормальное усилие $P = K \sin \alpha_1$,
изгибающий момент M_b, равный по абсолютной величине Kx_1;
для поперечного сечения O_2:
нормальное усилие $P = K \sin \alpha_2$,
изгибающий момент M_b, равный по абсолютной величине Kx_2.

В остальном расчет ведется так же, как и в п. a.

Диаметр стержня d_1 в обоих случаях определяется соответственно указаниям, сделанным для простого крюка.

При строительных работах, а также и в некоторых других случаях, часто применяют так наз. *S*-образные крюки. Они рассчитываются совершенно аналогичным образом. Нередко эти крюки подвергаются напряжениям, значительно превосходящим допускаемую величину [1]).

Для подвешивания свободного конца цепи или каната талей применяют петли, устроенные, примерно, как показано на фиг. 742. Ширина a назначается сообразно толщине каната или размерам подвешиваемого звена цепи.

Если P обозначает поддерживаемый груз, то толщина s может быть приближенно определена, если рассматривать часть толщиной s, как закрепленную с обеих сторон балку, посредине нагруженную силой P:

$$P \frac{x}{8} = k_b \frac{\Theta}{e},$$

где k_b для обыкновенного железа и спокойной нагрузки можно принимать равным 900 *кг/см*^{2}, а $\frac{\Theta}{e}$ для эллиптического поперечного сечения с осями s_1 и s можно считать приближенно равным $\frac{1}{10} s_1 s^2$.

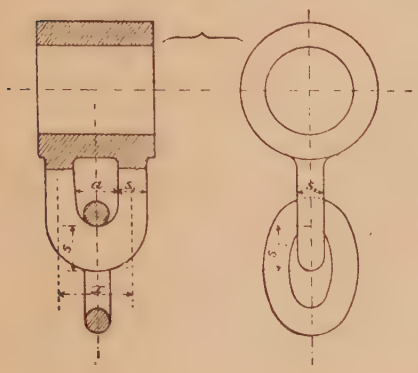
На фиг. 743 изображен крюк, который можно зацепить в любом месте обыкновенной цепи (фирма Зульцер в Винтертуре, герм. пат. № 65713 от 31/III 1892 г.). Часть крюка, захватывающая цепь, в продольном направлении разветвлена таким

[1]) Автору был представлен для экспертизы подобный крюк из сварочного железа, который сломался и о котором пользовавшееся им лицо, на этом основании, предполагало, что он сделан из плохого материала. Расчет показал, что при том грузе, который обычно подвешивали к этому крюку, он и должен был сломаться.

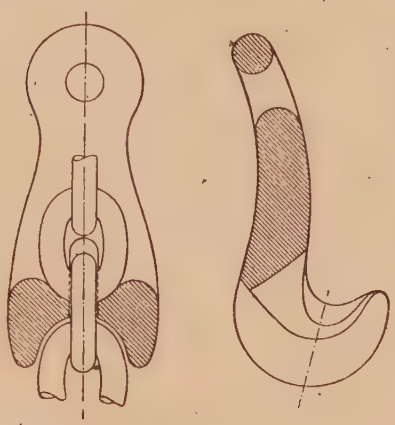
образом, что получается развилок, внутренняя ширина которого несколько больше диаметра цепного железа. При пользовании крюком одно из звеньев цепи закладывают ребром в щель развилка крюка, следующее же звено, расположенное перпендикулярно к первому, с обеих сторон опирается на развилок. Таким образом, крюк не продевается в цепное звено, а лишь охватывает его. Крюк может быть сцеплен с любым звеном цепи.

В последнее время появилось много конструкций, в которых часто хлопотливое подвешивание груза к крюку посредством цепей устранено тем, что крюк заменен электромагнитом, удерживающим груз соответствующими своими поверхностями.

Фиг. 742.



Фиг. 743.



Однако, этот способ подвешивания может оказаться и ненадежным, вследствие возможности сотрясений, колебаний тока и несовершенного соприкосновения электромагнита с поднимаемым грузом.

Указанный недостаток стремятся устранить устройством клещеобразных предохранительных захватов, которые заходят под захваченный и слегка приподнятый предмет. Как только эти захваты сомкнутся, ток прерывается, так что электрическая энергия расходуется только в течение короткого периода начального подъема [1]).

Новую машинную деталь для подъема тяжестей, соединяющую свойства ходового винта с свойствами цепи, представляет собой так называемая „змея Шталя“ фирмы Шталь (R. Stahl, Stuttgart), см. фиг. 1 табл. 53. Она состоит из звеньев, повернутых под прямым углом друг к другу (что делает их подвижными в боковом направлении), при чем все эти звенья имеют общую согласованную резьбу. При вращении гайки a, всегда охватывающей одновременно два звена, „змея“, если приняты меры против вращения ее, продвигается, подобно винту, вверх или вниз. Вращение „змеи“ предупреждается тем, что свободный конец ее над гайкой загибается, ложась на блок b. Угол подъема резьбы выбран с таким расчетом, что самоторможение обеспечено. В целях точной установки предусмотрено торможение якоря. Эта „змея“ находит применение в случаях не слишком большой высоты подъема, следовательно, пригодна больше всего для электрических талей. Фиг. 1 табл. 53 изображает такую таль (в выполнении упомянутой фирмы), предназначенную

[1]) Ср. Maschinenbau, 1922, стр. 644.

для подъема грузов до 1000 *кг*. Маленький электромотор *c* ($n = 3000$) с вертикальным валом приводит во вращение посредством зубчатых колес *d* и *e* ($z_1/z_2 = 11/138$) гайку *a*, чем и осуществляется подъем и опускание „змеи".

B. ПОРШНИ И ПОРШНЕВЫЕ ШТОКИ.

I. Поршни.

Поршнями называют части машин, назначение которых состоит в восприятии энергии и движения от капельно-жидких или газообразных тел, заключенных в сосуде, называемом цилиндром, или — наоборот — в передаче им энергии и движения.

Движение поршня может быть возвратно-поступательным или вращательным (ротативным или качательным). Прямолинейно движущиеся поршни значительно важнее всех других. Нижеследующие рассуждения относятся поэтому прежде всего лишь к таким поршням, которые движутся прямолинейно взад и вперед.

Мы говорим о поршнях простого действия, если жидкость, заключенная в цилиндре, действует лишь на одну сторону поршня, и о поршнях двойного действия, если жидкость действует на обе стороны его.

Для предупреждения утечки (пропусков) жидкости через зазоры между стенками цилиндра, вдоль которых движется поршень, и соответствующими поверхностями поршня обычно применяют особые уплотнения. Устройствами для этой цели — они носят название набивки или уплотнения — снабжают либо цилиндр, либо поршень.

1. Поршни, у которых набивка помещена в цилиндре.

На фиг. 4 табл. 51 изображен поршень — плунжер (ныряло) — питательного, или нагнетательного, насоса. Он представляет собою пример поршня простого действия. Уплотнение достигается здесь двумя кожаными манжетами. Верхняя из них действует против наружного избыточного давления (при всасывании), нижняя — против внутреннего избыточного давления (при нагнетании). Если пространство, из которого насос засасывает жидкость, расположено настолько высоко, что давление в насосном цилиндре не может упасть ниже атмосферного, то можно обойтись и без верхней манжеты.

На фиг. 5 табл. 51 изображен поршень гидравлического пресса. Уплотнение достигается здесь одной кожаной манжетой, которая изображена в натуральную величину на фиг. 6 табл. 51. Чтобы манжету можно было заложить в канавку, цилиндр должен быть расточен на достаточно большой диаметр. Если это неосуществимо, то следует применить конструкцию, подобную изображенной на фиг. 7 табл. 51. Здесь уплотнение необходимо только против внутреннего избыточного давления. Вода прижимает обе наружные цилиндрические поверхности манжеты с одной стороны к поршню, а с другой стороны — к цилиндрической стенке канавки, благодаря чему получается надежное уплотнение. Смена манжеты является здесь довольно хлопотливым делом, что́ имеет особое значение тогда, когда, вследствие усиленной эксплоатации, высокого давления или же вследствие образования „корки" на поверхности поршня, имеет место быстрое изнашивание.

В обоих случаях вода автоматически прижимает манжеты соответственно собственному давлению, в виду чего это уплотнение называют гидростатическим.

Изготовление манжет из кожи (в последнее время их делают также из специальных сортов резины) производится проще всего прессованием. На фиг. 8 табл. 51 (для уплотнения плунжера по фиг. 4) и фиг. 9 (для уплотнения по фиг. 5, 6 и 7) изображены соответствующие приспособления для этой цели [1]).

Толщина применяемой кожи [2]) обычно лежит между 4 и 6 *мм*. Высота манжеты колеблется между 12 и 20 *мм*. Так как манжета изготовляется из одного куска, то бо́льшая высота, при обычно встречающихся диаметрах D, недостижима. Впрочем, для уплотнения этого и не нужно, тем более, что от этого только повысилось бы трение. При массовом изготовлении манжет целесообразно надлежащим образом ограничивать ход штемпеля, чтобы не прессовать кожу чересчур сильно и тем не повреждать ее.

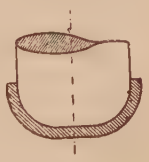
Кожаная манжета, изображенная на фиг. 6 табл. 51, по опыту автора, пригодна еще для диаметров поршня или, вернее, его штока, до 10 *мм* (не ниже); при этом необходимо, однако, брать ее высоту не больше, примерно, 5 *мм* и применять кожу толщиной около 1 *мм* [3]).

Бывшее Акц. О-во Грузон (A.-G. Grusonwerk, Magdeburg-Buckau) применяло, взамен манжетного уплотнения, устройство, изображенное на фиг. 10 табл. 51 (герм. пат. № 40 899 от 27/I 1887 г.). Устройство состояло из нескольких положенных одно на другое кожаных колец такого углового или выпуклого поперечного сечения, что заостренные края их давлением жидкости прижимались к стенкам

---

[1]) Кожу прежде всего простригивают с бахтармелной стороны до равномерной толщины, затем размягчают в соответствующей жидкости, температура которой для кожи растительного дубления должна быть чуть тепловатой, а для кожи хромового дубления не должна превышать 70°С. Необходимое для этого время составляет для расплавленного парафина, церезина, жира или масла несколько минут, для воды — несколько часов, в зависимости от того, насколько кожа прожирована. При прессовании круглую кожаную заготовку нужно класть в форму так, чтобы уплотняющей являлась бахтарменная сторона кожи. Если кожа была размягчена в воде или масле, то манжета должна сохнуть в форме, для чего требуется довольно продолжительное время. Если же пропитывающее вещество при своем охлаждении застывает (парафин, церезин), то просушивание может происходить и вне формы; манжета садится при этом на 1 до 2% по диаметру. После просушки надлежащая форма придается манжете вырезыванием, соответств. обрезкой кромки, или обточкой, при чем для хорошего прилегания кромки заостряют. Чтобы сохранять манжету готовой к употреблению, ее лучше всего поместить в сосуд с салом. Если это почему-либо невыполнимо, то от полного высыхания и затвердения кожу можно предохранить, покрыв ее слоем парафина или церезина. Перед употреблением этот слой надлежит удалить погружением манжеты в теплую воду, а затем пропитать ее маслом.

Фиг. 744.



Если допустимо выгнуть манжету по сравнительно большому радиусу, как это показано на фиг. 744, то ее можно изготовить и не прибегая к прессу, для чего предварительно размягченную кожу натягивают, обколачивая ее молотком, на деревянную болванку соответствующей формы и при помощи обруча заставляют ее сохранить принятую форму и во время просушки. Такой способ изготовления может оказаться выгодным в тех случаях, когда, например, требуется всего лишь одна манжета данных размеров.

[2]) О пригодных для изготовления манжет сортах кожи см. Z. d. V. d. I., 1905, стр. 1445.

[3]) См. автоматически закрывающиеся выпускные вентили автора на табл. III в Z. d. V. d. I. за 1876 г.

цилиндра. Применяют также резиновые кольца прямоугольного профиля. Кроме того, кожа находит применение в виде дисков, как набивочный материал; см. сальник, изображенный на фиг. 12 табл. 58.

Сопротивление трения R, которое противодействует движению поршня или штока с уплотнением по фиг. 4 или фиг. 5 (7) табл. 51, обычно принимают равным

$$R = \pi d b p \mu, \qquad (512)$$

где

d ($= 2r$ на фиг. 4, соотв. $= 2r_a$ на фиг. 5) диаметр поршня или штока,

b та часть высоты манжеты, которая прилегает к поверхности поршня, соотв. штока,

$\pi d b$ величина площади соприкосновения манжеты и поршня, соотв. штока,

p давление жидкости, прижимающей манжету,

μ опытный коэффициент скользящего трения между манжетой и поверхностью поршня, соотв. штока.

Относительно величины этого коэффициента в литературе встречаются самые разноречивые данные: от 0,001 до 0,25 [1]), что составляет разницу в 25 000%! Согласно исследованиям автора, эти необычайные отклонения объясняются следующим образом.

До тех пор, пока материал манжеты не соприкасается непосредственно с боковой поверхностью поршня, а везде отделен от нее хотя бы тонким слоем сма-

---

[1]) Первоначально принимали, по Морену, $\mu = 0{,}25$; это значение вводит в расчет и Грасгоф во втором томе своего труда „Theoretische Maschinenlehre“ (1883), стр. 244.

Дженни (Jenny, „Festigkeitsversuche und die dabei verwendeten Apparate und Maschinen“, Wien, 1878, стр. 25 до 30) для чугунного поршня диаметром 252,5 *мм* нашел, в среднем, $\mu = 0{,}2$, а для поршня диаметром 300 *мм*, обтянутого бронзой, после тщательного прожирования манжеты, им было определено значение $\mu = 0{,}09$.

Марие (Marié), Z. d. V. d. I., 1881, стр. 680, получил (при $b = 30$ *мм*):

$\mu = 0{,}0033$ до $0{,}0049$ для $p = 10$ *кг/см²*,
$\mu = 0{,}0023$ „ $0{,}0038$ „ $p = 200$ „
$\mu = 0{,}0017$ „ $0{,}0025$ „ $p = 600$ „

Другими словами, коэффициент μ с увеличением давления жидкости убывал.

Уменьшение μ с возрастанием давления констатировал также инж. A. V. (Prakt. Maschinenkonstrukteur, 1879, стр. 381), как этого и следовало ожидать, ибо трение действует и при $p = 0$. По опытам последнего автора, при смазывании салом

$\mu = 0{,}091$ для $p = 7{,}46$ *кг/см²*,
$\mu = 0{,}069$ „ $p = 86{,}66$ „

По опытам Гольднера (Gollner), пользующегося формулой

$$R = \pi d b p \mu + R_0, \qquad (513)$$

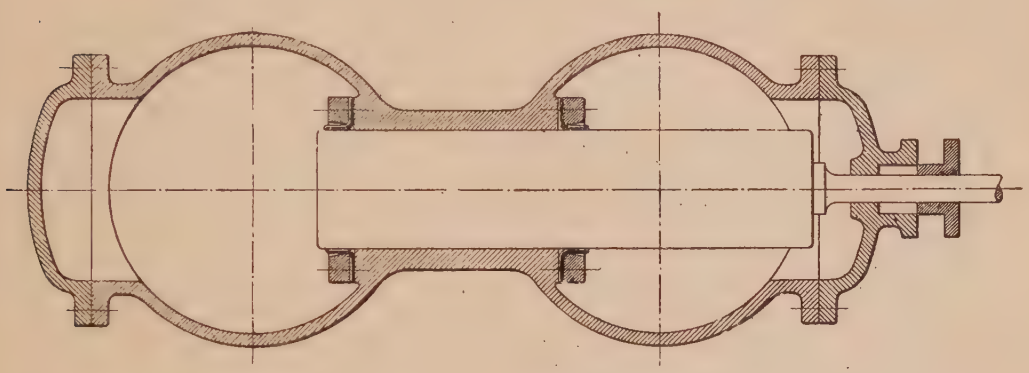
где R_0 обозначает сопротивление трения, соответствующее холостому ходу (следовательно, для $p = 0$, $R_0 = R$), этот опытный коэффициент дополнительного трения равен

$\mu = 0{,}064$ при $p = 10$ *кг/см²* до $\mu = 0{,}076$ при $p = 139$ *кг/см²*. Указанные значения относятся к чугунному поршню диам. $d = 150$ *мм* при $b = 21$ *мм* и стальному штоку, имеющему $d = 50$ *мм* при $b = 27$ *мм*. При этом внутри цилиндра находилась дестиллированная вода, а стальной шток был тщательно смазан маслом (см. сообщение автора в Z. d. V. d. I., 1886, стр. 155, о трении манжетного уплотнения).

Относительно более новых опытов см. статью Ириона (Irion) в Z. d. V. d. I., 1921, стр. 1016 и сл.

зочного материала, имеет место взаимное трение не твердых тел, т.-е. кожи и поршня, а трение между собою жидких элементарных частиц материала; в этом случае явление следует законам жидкостного трения. Однако, при их действии трение не зависит от p, т.-е. если сохранить ур. (512), то μ будет обратно пропорционально p, т.-е. будет убывать по мере возрастания удельного давления жидкости (см. значения μ, найденные Марие). Но при этом μ получается весьма малым, как мы это уже видели при исследовании трения цапф (том II, стр. 3 и сл.). Так, автор нашел, при прочих равных условиях, величину R чрезвычайно малой и почти не зависящей от давления p, которое постепенно доводилось с 10 до 120 *кг/см*^{2}. Но как только жидкостное трение начинает переходить во взаимное трение твердых тел — хотя бы вначале лишь в отдельных местах, — R сразу очень значительно возрастает и достигает значений, которые отличаются от наблюденных раньше на тысячи процентов. Большое значение имеют при этом не только характер поверхностей манжеты и поршня соответственного штока, но также род смазочного материала и температура.

Фиг. 745.



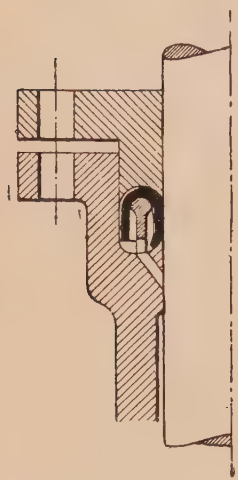
Если конструкция и условия работы машины таковы, что можно с уверенностью рассчитывать на необходимость преодоления только жидкостного трения, то при соответствующем смазочном материале расчет можно вести только на это трение. Если, однако, приходится ожидать скольжения кожи при отсутствии достаточного слоя смазочного материала между нею и цилиндром, то μ имеет значительно большее значение. Это относится в особенности к работе с перерывами, при которой металлическая поверхность скольжения часто оказывается покрытой более или менее шероховатой коркой. В подобных случаях значение μ во время первых ходов машины может оказаться даже выше 0,25. Если имеет место скольжение друг по другу твердых тел, то целесообразно вести расчет на основе ур. (513), стараясь правильно оценить трение R_0, соответствующее холостому ходу.

На фиг. 11 табл. 51 изображен полый плунжер (трубчатый поршень) водоотливного насоса. Уплотнение достигается здесь с помощью сальника с пеньковой набивкой, который подробнее рассмотрен в главе, посвященной сальникам (Отдел V, C).

На фиг. 745 изображено уплотнение Шмидта (Schmidt) для насоса двойного действия. Кольца, удерживающие на месте манжеты, крепятся винтами. Такая конструкция делает лишними большие сальники, необходимые при плунжерах.

Для того, чтобы предохранить манжету от быстрого износа, Гофман (H. Hoffmann, герм. пат. № 103 938 от 1/III 1898 г.) предложил устройство по фиг. 746. Нижний край манжеты на обращенной к поршню стороне ее не прижимается к поршню, а ложится на особую выкружку цилиндра. Жидкость, находящаяся под напором, через отверстия проникает внутрь манжеты и прижимает ее среднюю часть к поршню. Та же идея сравнительно недавно была использована в несколько измененной форме в герм. патенте № 343 277 от 31/VIII 1920 г., выданном Эртелю (K. Oertel) в Штуттгарте. Описанное устройство оказывается действительным только при условии весьма тщательного выполнения [1]).

Фиг. 746.



2. Поршни, у которых набивка помещена на поршне.

В качестве уплотняющих материалов находят применение преимущественно: пенька и т. под. материалы, кожа, резина, дерево, металлы.

а. *Поршни с мягкой набивкой, в частности — с пеньковой.*

Поршни с пеньковой набивкой допустимы главным образом при работе с холодной и горячей водой и влажными парами низкой температуры. При сухих парах и парах более или менее высокой температуры с малым содержанием влаги применение пеньковой набивки менее целесообразно, так как к ней нельзя подводить смазочный материал настолько равномерно и в таком количестве, как это необходимо по условиям работы, чтобы предохранить пеньку от обугливания: при высокой температуре пара оно начинается очень скоро, вследствие трения о стенки цилиндра. В этих случаях лучше применять асбестовый шнур.

Так как при холодной воде следует предпочитать более простую кожаную набивку, то применение пеньки ограничивается почти исключительно насосами, подающими теплые жидкости, как, напр., насосы для теплой воды и воздушные насосы конденсационных устройств паровых машин, насосы для питания котлов подогретой водой и т. п. Однако, и здесь простая металлическая набивка почти совершенно вытеснила пеньковую.

На левой половине фиг. 12 табл. 51 изображена пеньковая набивка конденсационного насоса паровой машины (клапанный, створчатый поршень). Как ясно из чертежа, набивку можно затягивать плотнее. Она изготовляется из пенькового каната; пользоваться для этой цели пеньковыми плетеными шнурами, применяемыми в сальниках, не рекомендуется. Пеньковые волокна должны быть здесь с самого начала возможно прочно и плотно связаны друг с другом, что в витом канате достигается гораздо лучше, чем в плетеном пеньковом шнуре („плетне“).

---

[1]) Подробнее о таких поршнях см. Эккардт (Eckardt), „Gasmaschinen und Pumpenkolben“ в серии „Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau“, издаваемой Фольком (C. Volk), Berlin, 1912.

Для средней высоты набивки h и толщины ее s достаточно принимать значения

$$\left.\begin{aligned} h &= 4\sqrt{D} \\ s &= \sqrt{D} \end{aligned}\right\} \qquad (514)$$

В этих формулах h, s и D — в миллиметрах.

При этом надлежит иметь в виду, что сменять набивку приходится тем реже, чем больше h и s; с другой стороны, по мере возрастания h и s увеличивается и вес поршня.

При оценке пеньковой набивки по сравнению с металлической, все более вытесняющей ее, следует иметь в виду, что в тех случаях, когда поршень должен двигаться в разработавшемся с одной стороны цилиндре, который почему-либо нельзя наново расточить, уплотнение посредством пеньки оказывается значительно лучшим и более действительным, нежели металлическое.

b. *Поршни с кожаной и резиновой набивкой.*

Кожа растительного дубления допустима, в качестве уплотняющего материала, главным образом, для насосов, подающих воду, температура которой не превосходит, примерно, 30° С. Для кожи хромового дубления эта температура может доходить до 70° С. Понятно, что поршнями с кожаной набивкой нельзя подавать жидкости, разъедающие кожу, как, напр., кислые рудничные воды *).

На фиг. 13 табл. 51 показан поршень с клапанами, снабженный уплотнением в форме кожаного воротника, весьма пригодный, напр., для насосов конденсационных устройств паровых машин и поэтому часто встречающийся в них. Набивка имеет здесь форму полого конуса, изготовленного из одного куска кожи, с швом, заделанным заподлицо с остальной поверхностью ее. Этот конус называют воротником или одеждой поршня. Железное (сварное) или медное кольцо прижимает нижнюю часть воротника к чугунному телу поршня и таким образом скрепляет с ним эту набивку. Самое кольцо прижато к воротнику при помощи поперечины и клина, пропущенного сквозь поршневой шток. Для высоты h уплотняющей поверхности достаточно принимать от 8 до 15 *мм*, в зависимости от размера диаметра поршня. Толщина кожи воротника составляет от 3 до 5 *мм*.

На фиг. 14 табл. 51 изображен снабженный манжетным уплотнением поршень (см. стр. 320) из бронзы или латуни, особенно пригодный для малых колодезных насосов. Для цилиндров диаметром от 70 до 100 *мм* едва ли можно найти другую столь же простую конструкцию, которая давала бы такое же большое свободное сечение для прохода жидкости. Кроме того, этот поршень, если не считать приклепывания кожи к тарелке клапана, требует только токарной обработки.

Фиг. 15 табл. 51 представляет поршень, снабженный манжетами, обеспечивающими уплотнение при движении в обе стороны. Такие поршни пригодны для водяных насосов двойного действия. При вертикальном положении насосного цилиндра поршень должен быть сконструирован так, чтобы в цилиндре, т.-е. между всасывающим и нагнетательным клапанами, не мог скопляться воздух (ср. также третью выноску в самом начале Отдела седьмого).

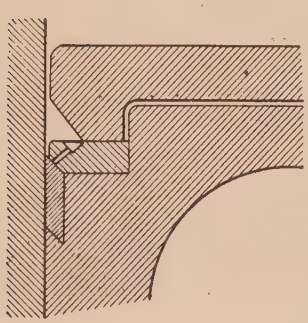
*) На кожу хромового дубления вредно действует также масло. [*Ред.*]

На табл. 59 изображен поршень с манжетами из хромовой кожи, предназначенный для компрессора углекислотной холодильной машины фирмы Борзиг (A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel).

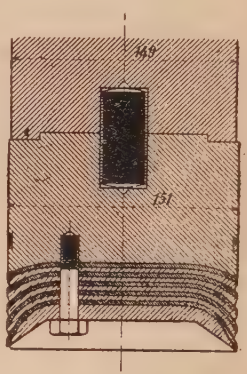
Рассмотренная кожаная набивка обеспечивает удовлетворительное уплотнение при давлениях приблизительно до 1000 *атм*. При чистой жидкости (вода, масло) и малых скоростях *) она оказывается достаточно долговечной; при не вполне чистой жидкости, а также при большой скорости поршня износ и разрушение наступают иногда чрезвычайно быстро.

Для экономии кожи или резины и для увеличения срока службы набивки (U-образные и L-образные манжеты легко рвутся на сгибе) фирма Oberschlesische Eisenbahnbedarfs A.-G., Gleiwitz (герм. пат. № 316 521 от 23/VII 1918 г.), закладывает в поршень простой полый цилиндр, сделанный из одного из этих материалов и снабженный сверху и снизу скошенными кромками (см. фиг. 747). При помощи кольцевой канавки и особых отверстий давление воды используется для прижатия кольца к стенкам цилиндра.

Фиг. 747.



Фиг. 748.



Для очень высоких давлений (до 5600 *атм*) и при малых скоростях поршня оправдалось, по Ридлеру, уплотнение по фиг. 748 (пресс Губера): здесь между пятью кожаными дисками с заостренными кромками проложены диски из металла достаточной твердости; края последних точно также заострены [1]).

с. *Поршни с набивкой из дерева, вулканизированной фибры, эбонита, угля и пр.*

На фиг. 1 табл. 54 показан способ уплотнения, который был применен Корлиссом (Corliss) [2]), в построенных им конденсационных насосах. Кленовые косяки **), составляющие здесь набивку поршня, вначале прижимаются к стенкам бронзового цилиндра посредством двух резиновых колец, пока отдельные куски дерева не образуют одну массу. По имеющимся данным, эта набивка оказалась вполне достигающей цели и мало срабатывалась. Для того, чтобы избежать деформации дерева во время работы, его перед обработкой вываривают.

На фиг. 2 табл. 54 изображена сходная конструкция набивки, предложенная Краузе (Krause) [3]). Уплотнение достигается здесь с помощью дубовых сегментов, распираемых наружу стальными пружинами [„натяжные ленты“] толщиной около 3 *мм*. С незначительными изменениями (пружины из нержавеющего материала, пружины

*) Приблизительно до 1 *м/сек*. [*Ред.*].

[1]) Z. d. V. d. I., 1901, стр. 584 и 625.

[2]) См. Radinger, „Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nordamerika“, Wien, 1878, стр. 29.

**) Для этой цели вполне пригоден и тополь. [*Ред.*].

[3]) Z. d. V. d. I., 1879, стр. 218.

коробчатого сечения, иногда — без пружин) эта конструкция применяется часто еще и в настоящее время.

В комбинации с пружинами можно применять такие же сегменты из эбонита *) или вулканизированной фибры.

Фирма Сименс и Гальске (Siemens & Halske, A.-G.) в Берлине (герм. пат. № 106 536 от 3/VI 1898 г.) располагает по окружности поршня раздвигаемые пружинами наружу плитки из угля или прессованного графита, которые при высоких температурах обеспечивают весьма совершенное уплотнение, а кроме того позволяют достигнуть легкого скольжения без помощи смазки. Аналогичная конструкция применяется и в сальниках.

d. *Поршни с металлической набивкой.*

Уплотнение осуществляется также с помощью цельных или разъемных колец, которые в единичных случаях тождественны с кольцами из мягкого металла, описанными в главе, посвященной сальникам. Однако, значительно чаще для этой цели применяют кольца, изготовленные из чугуна, который в виду своеобразного характера напряжений при сборке и в эксплоатации должен обладать достаточной вязкостью, но одновременно и надлежащей твердостью, необходимой для уменьшения износа. Заготовки для колец должны быть отлиты совершенно плотными, без раковин и пор. Бронза, в виду ее более высокой стоимости, применяется лишь в тех случаях, когда набивка подвергается химическим воздействиям, напр., в насосах для теплой воды конденсационных устройств, в насосах для кислых рудничных вод и т. д. В этих случаях чугунные поршневые кольца, в обычных условиях весьма стойкие, оказываются мало пригодными. Стальные кольца применяются редко **).

---

*) Чертеж бронзового поршня с тремя набивочными кольцами из эбонита (для питательного насоса парового котла) см. Volk u. Eckardt, „Einzelkonstruktionen“, Heft 2 (1912), стр. 60. [*Ред.*].

**) Состав чугуна, из которого отливаются заготовки для поршневых колец, зависит от толщины их стенок. Обычно для этой цели применяют чугун следующего состава:

	C	Si	Mn	S	P	
Тонкие кольца . . .	3,50	2,00	0,70	0,05	0,60%	По Молденке.
Кольца средн. толщ.	3,25	1,75	0,80	0,06	0,50%	По Молденке.
	1,5 до 2,0	0,4 до 0,6		0,08	0,3 до 0,05%.	По А. П. Виноградову.

По Мертенсу (J. Mehrtens, „Das Gusseisen. Seine Herstellung, Zusammensetzung, Eigenschaften und Verwendung“, Berlin, 1925, стр. 39) для больших колец диам. свыше 500 *мм* достаточно содержание Si 1,25 до 1,50%, тогда как для самых малых колец кремния должно быть значительно больше, до 2,60%. Содержание C во всех случаях остается ниже 3,30%.

Анализы чугунов, применяемых для изготовления поршневых колец в Америке и Англии (British Piston-Ring Co., Coventry), см. St. u. E., 1921, стр. 728, и 1922, стр. 841, или C. Geiger, „Handbuch der Eisen- und Stahlgiesserei“, том I (1925), стр. 198 и 199.

Качество колец зависит не только от состава, но и от изготовления формы (формовка всухую или сырая, способ врезания литников, отливка с прибылью или без нее и пр.). Если не принять мер к правильному охлаждению и заливать формы слишком горячим металлом, то даже при правильной шихтовке получается нередко очень высокий процент брака вследствие ликваций.

Затруднения вызвали ряд попыток применить для указанной цели способ центробежной отливки (в постоянные формы), однако, до сих пор успешно разрешить эту задачу не удалось. Большой эффект оказывает на успех отливки обессеривание чугуна.

Одна из наиболее употребительных конструкций изображена на фиг. 3 табл. 54. В двух канавках тела поршня заложены чугунные кольца, каждое из которых в одном месте разрезано. Для того, чтобы этими кольцами достигалось уплотнение, их наружная боковая поверхность должна быть точно цилиндрической и прижиматься с известным давлением к внутренним стенкам цилиндра, представляющим точно так же по возможности точный круговой цилиндр. Далее, кольца должны быть вставлены в канавки таким образом, чтобы их стыки (замки) были смещены один относительно другого (т.-е. не были расположены на одной образующей поршня), лучше всего на 180°, если нет особых причин для выбора другого угла: например, избегают такого расположения стыков, чтобы один из них при движении поршня проходил над отверстием в стенке цилиндра (ср. также стр. 331). Наконец, торцевые плоскости колец должны прилегать к соответствующим поверхностям канавок настолько хорошо, чтобы, несмотря на легкую подвижность их в радиальном направлении, они надежно уплотняли цилиндр.

Простейшее средство к достижению автоматического прилегания поршневого кольца к цилиндру заключается в собственной упругости кольца. Последней можно достигнуть при изготовлении следующим образом.

Отливают из чугуна полый цилиндр, снабженный для закрепления на станке хвостом или фланцем. В чисто обточенном виде наружный диаметр заготовки должен превышать диаметр цилиндра машины на величину $\frac{a}{\pi}+y$ (см. фиг. 3 табл. 54 слева). Через y обозначен здесь припуск, необходимый для последующей — окончательной—обточки кольца. Достаточно принимать $y=3$ до 8 *мм*, в зависимости от величины диаметра цилиндра. Толщина стенок этой заготовки будет, следовательно, составлять

$$s'=s+\frac{y}{2},$$

где s означает желательную толщину кольца. После этого от цилиндрической заготовки отрезают кольца и чисто обрабатывают их торцевые поверхности. Затем следует высверливание или выдалбливание (строжка) двух кусков кольца, как показано на фиг. 3 табл. 54 *). Плоскости mn и op, расположенные перпендикулярно к оси кольца, точно обрабатывают и пригоняют так, чтобы при сближении концов кольца они плотно прилегали одна к другой. (Иногда кольцо разрезают и наискось, как это изображено, напр., на фиг. 4 и 6 табл. 54). После этого кольцо стягивают посредством особого зажимного кольца, укрепляют на планшайбе и обтачивают на диаметр цилиндра машины. При этом пользуются специальными приспособлениями [1]), или же кольцо удерживают в сжатом состоянии посредством пластинки,

---

Бронза для поршневых колец должна обладать достаточной вязкостью (ковкая бронза). Стальные кольца находят применение для поршеньков очень малого диаметра. В виде исключения такие кольца встречаются и на больших поршнях, диам. до 1000 *мм*. В этих случаях толщина их берется меньше, чем чугунных колец, при одинаковой эластичности с ними. Размеры поршневых колец из мягкой тигельной стали см. Volk u. Eckardt (1912), выноска 2 на стр. 3. [*Ред.*].

*) В настоящее время эту операцию чаще всего выполняют при помощи хвостовой фрезы. См. также Z. d. V. d. I., 1904, стр. 625. [*Ред.*].

[1]) См., напр., Heusinger von Waldegg, „Handbuch der speziellen Eisenbahntechnik“, том III (Leipzig, 1875), стр. 540.

привинченной к его внутренней цилиндрической поверхности, и кулачков, прижимающих изнутри верхний торец кольца. Без такой пластинки или зажимного приспособления обточка возможна лишь тогда, если зажимное кольцо приблизительно вдвое ниже поршневого кольца, которое в этом случае приходится для полной обработки один раз перевернуть. Отверстия, сделанные для укрепления стягивающей пластинки, по устранении соединения надлежит закрыть винтиками или заклепками. Для того, чтобы кольцо после обточки снова пружинило как можно больше, обточку производят частями, при чем сначала стягивают кольцо лишь на часть величины a и стачивают соответствующую часть припуска y. Эту операцию приходится повторять от трёх до четырех раз.

Значения величин a и y устанавливают опытным путем, при чем решающее значение имеет здесь удельное давление на поверхности соприкосновения кольца со стенками цилиндра. По данным практики, это давление лежит в пределах от 0,1 до 1,2 *кг/см²* *). Будучи вставлено вместе с поршнем в цилиндр (холодный), кольцо не должно смыкаться в нем до отказа, так как необходимо считаться с тем, что во время работы машины оно нагревается сильнее, а поэтому и расширяется больше стенок цилиндра; другая причина этого указана ниже. Соответствующий зазор a' (фиг. 3 табл. 54) получают выпиливанием **).

Другой, несколько более простой, но достаточно удовлетворительный способ изготовления поршневого кольца заключается в том, что модель, предназначенную для формовки полого цилиндра, расширяют, вставляя в нее промежуточный кусок (ср. фиг. 1а табл. 62), производят по такой модели отливку, из отлитой полой заготовки вырезают такой же кусок x, стягивают ее на эту величину и, наконец, обтачивают. Как показывает опыт, чугунная отливка, изготовленная таким образом, после стягивания принимает форму, близкую к круговому цилиндру, даже если модель была деревянная ***). От стачивания литейной корки напряжения в цилиндриче-

---

*) Размер a можно вычислять по формуле (см. Гюльднер, „Двигатели внутреннего сгорания“, 1916, стр. 158)

$$a = 9{,}5\,\alpha\,\frac{D-s}{2}\cdot\frac{D\,k_b''}{2\,s}$$

или, полагая здесь $(D-s)\cdot D \cong D^2$,

$$a = 2{,}4\,\alpha\,\frac{D^2}{s}\,k_b'',$$

где k_b''—кратковременное напряжение на изгиб при надевании кольца — не должно превышать для чугуна 1200 *кг/см²*, а коэффициент удлинения α можно принимать равным $\frac{1}{800\,000}$ *см²/кг*. Эта формула выведена Рейнгардтом (K. Reinhardt, Z. d. V. d. I., 1901, стр. 232 и сл., стр. 375 и сл.), построившим теорию поршневого кольца, как бруса с криволинейной осью, и давшим ряд ценных таблиц для подбора поршневых колец.

Практически a составляет от $\frac{D}{12}$ для малых поршней до $\frac{D}{8}$ — для больших. [*Ред.*].

**) По Гюльднеру, $a' = 0{,}000011\,(t_к - t_ц)\,\pi\,D$, где $t_к$ и $t_ц$ средние температуры соответственно колец и стенок цилиндра. Для различных колец одного и того же поршня разность этих температур неодинакова. См. Гюльднер, стр. 161. [*Ред.*].

***) Построение некруглого очертания модели заготовки для поршневых колец см. Л. Б. Левенсон, „Современные американские паровые машины“ (СПБ., 1912), стр. 162—163. [*Ред.*].

ской заготовке уменьшаются и ее края пружинят уже на меньшую величину. Для нормальных колец при умеренном припуске на обработку окончательное пружинение составляет около 0,8 длины куска, вставленного в модель.

В некоторых мастерских оба заходящих один на другой выступа замка просверливают и загоняют в отверстие штифт, который во время обточки удерживает кольцо в стянутом состоянии (см. фиг. 7 табл. 54). Понятно, что этот способ применим только для толстых колец.

После обточки кольца шлифуют его торцевые поверхности. Боковые поверхности соответствующих канавок поршня возможно чище протачивают на токарном станке. Это необходимо не только для хорошего уплотнения, но и для того, чтобы возможна была игра колец, т.-е. чтобы их упругость не была ничем стеснена.

Относительно глубины этих канавок нужно заметить следующее. Если кольцо расположено на поршне так, что в конце хода оно перебегает несколько дальше конца рабочей поверхности цилиндра (для того, чтобы в результате работы на стенках цилиндра не образовалось уступа), то при известных условиях давление пара может сжимать кольцо, что́ можно заметить по особому характерному звуку, вроде „шлепанья“. Для того, чтобы это сжатие было возможно малым, глубина канавки должна быть лишь немногим больше толщины кольца в радиальном направлении; кроме того, зазор a должен быть настолько велик, чтобы при сжатии кольца его концы не ударялись один о другой *). В последнее время некоторые заводы, для предупреждения „шлепанья“ колец, заставляют их работать без перебега, что́ можно делать без опасений лишь при условии достаточной твердости материала цилиндра. Внимания заслуживает то обстоятельство, что скругление кромок кольца способствует сжатию.

Для предупреждения описанного сжатия поршневого кольца или, по крайней мере, для немедленного последующего устранения его, фирма Шмидт (Wilh. Schmidt, Wilhelmshöhe) выработала конструкцию, изображенную на фиг. 5 табл. 54. Оба крайних кольца снабжены по окружности маленьким желобком, от которого идут радиально внутрь шесть отверстий. Пар, который давит на кольцо снаружи, проходит через них и поступает под кольцо, чем достигается выравнивание давлений по обеим сторонам последнего.

Описанные выше способы изготовления поршневых колец обеспечивают уплотняющее действие их, пока они новы. Поршневые кольца применяют до диаметра, примерно, в 1500 *мм*; в воздуходувках встречаются диаметры их до 3000 *мм* и выше. Для достижения необходимой эластичности принято такие кольца с внутренней стороны наклепывать. Если поршень подвержен действию высоких температур, то некоторая часть достигнутого наклепом повышения упругости снова утрачивается.

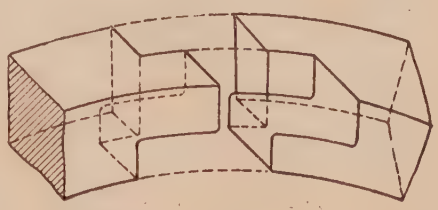
По мере работы машины соприкасающиеся с цилиндром поверхности колец постепенно срабатываются, вследствие чего концы последних расходятся, при чем соприкосновение сохраняется до тех пор, пока упругость кольца достаточна для того, чтобы оно пружинило наружу. Когда эластичность кольца в этом направлении становится близкой к нулю, оно перестает быть пригодным. Вследствие постепен-

---

*) Размеры канавок поршней автомобильных двигателей в зависимости от диаметра поршня см. Automobile (амер.) от 11/XI 1915 г. [*Ред.*].

ного раскрытия стыка, пар проникает за кольцо, затем снова проходит в обратную сторону. Количество этого пара может быть уменьшено при помощи, например, медных или латунных накладок, перекрывающих стык изнутри или снаружи и прикрепляемых лишь к одному из концов кольца, как показано на фиг. 4 и 6 табл. 54. Для этого можно иногда воспользоваться той пластинкой, которая применялась для стягивания кольца во время обточки. Другое устройство для уменьшения просачивания пара разработано фирмой Маак (G. Maack, G. m. b. H., Cöln-Ehrenfeld) и имеет вид сложного ступенчатого замка по фиг. 749; здесь концы кольца разрезаны как по ширине, так и по высоте.

Фиг. 749.



В горизонтальных машинах просачивание пара через стык кольца можно затруднить, располагая его, по фиг. 3 табл. 53, в нижней части окружности поршня, т.-е. в том месте, где поршень опирается на стенки цилиндра. При этом обычно совершенно отказываются от перекрыши концов кольца (фиг. 4 табл. 53 и фиг. 1с табл. 62), чем достигается более простая форма их и возможность поставить прочный предохранительный штифт (арретир); это представляется целесообразным в виду сравнительно частых поломок. Штифт рекомендуется делать из мягкого материала, который не мог бы царапать стенки цилиндра.

Обычно не довольствуются одним только кольцом, а ставят их несколько, от двух до восьми, при чем располагают их стыки на разных образующих поршня; ср., напр., фиг. 2а табл. 60, фиг. 760 и 761 на стр. 341*). При косом замке, по фиг. 4, 6 и 8 табл. 54, предохранение необходимо, так как протекающий пар стремится повернуть кольца таким образом, чтобы стыки их оказались на одной прямой. В горизонтальных машинах при отсутствии арретиров поршневые кольца могут повернуться под влиянием собственного веса так, что их стыки окажутся расположенными наверху. Различные способы закрепления колец изображены на фиг. 3 и 4 табл. 53, фиг. 7, 8 и 9 табл. 54, фиг. 3 табл. 57, фиг. 1с табл. 62, фиг. 760 и 761.

Во время работы, кроме изнашивания колец по окружности, наблюдается также износ их торцевых поверхностей. Последний тем больше, чем меньше толщина кольца по сравнению с его высотой.

Теперь мы можем подойти к вопросу об определении толщины s поршневого кольца**). Чем больше s, тем меньше будут срабатываться его торцевые поверх-

*) Число колец z должно быть тем больше, чем больше разность давлений по обеим сторонам поршня. Обычно для паровых машин $z = 2$ до 4, для двигателей внутреннего сгорания и компрессоров высокого давления $z = 6$ до 8, для авто- и авиамоторов $z = 3$ до 4. Само собою разумеется, что эти числа нужно рассматривать, как средние значения. *[Ред.]*.

**) Аналитически толщину кольца постоянного сечения можно определить (по Рейнгардту) следующим образом.

Пусть сжатое кольцо производит на стенки цилиндра давление p *кг/см*^{2}, следовательно, испытывает со стороны стенок цилиндра такое же давление, равномерно распределенное по всей его поверхности и направленное радиально к центру. Если обозначить через s толщину кольца в *см*, через b его ширину в *см* и через k_b напряжение на изгиб в *кг/см*^{2}, когда пор-

ности и тем больше будет долговечность кольца, поскольку она зависит от этого износа. Чем больше s, тем меньше та величина, на которую вообще может пружинить кольцо, и тем раньше прекращается прилегание его к цилиндру в силу собственной упругости; чем больше s, тем больше начальное давление, с которым кольцо прижимается к стенкам цилиндра, тем больше трение поршня и износ цилиндра и кольца в радиальном направлении. Наконец, более толстые кольца *) требуют применения разъемного (составного) поршня, так как они недостаточно упруги, чтобы их можно было вставить в канавки цельного поршня. Кроме того, их малую упругость приходится усиливать особыми разжимными приспособлениями, которые часто делают регулирующимися, благодаря чему начальное давление между кольцом и поверхностью цилиндра можно держать на сравнительно низком уровне. Вместо поршня, можно делать разъемным кольцо и отдельные его сегменты прижимать пружинами к стенкам цилиндра (ср. стр. 338 и сл.).

шень с надетыми на него кольцами вставлен в цилиндр, то при диаметре последнего D *см*, изгибающий момент в радиальном сечении кольца, противоположном стыку,

$$M_b = p\,D\,b \cdot \frac{D}{2} = k_b' \cdot \frac{b\,s^2}{6},$$

откуда

$$s = D\sqrt{\frac{3\,p}{k_b'}},$$

при чем здесь должно быть $k_b' \leqq 1000$ *кг/см²*. Из этого же уравнения при заданной толщине s можно определить удельное давление p. Так как b в это ур. не входит, то, следовательно, давление на поверхности кольца не зависит от его ширины.

При надевании кольца на поршень изгибающее напряжение, составляющее

$$k_b'' = \frac{1{,}6}{\alpha} \cdot \left(\frac{s}{D}\right)^2$$

или, при $\frac{1}{\alpha} = 800\,000$ *кг/см²*,

$$k_b'' = 1\,280\,000 \left(\frac{s}{D}\right)^2,$$

не должно по возможности превышать значения 1200 до 1500 *кг/см²*.

Испытанные на практике размеры поршневых колец для диам. цилиндра от 300 до 1800 *мм* содержатся в следующей таблице (по Штумпфу):

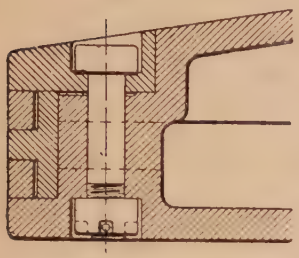
Диам. цилиндра D	*Толщина s*	*Ширина b*	*Вырез a*
мм	*мм*	*мм*	*мм*
300	11,5	15	24
400	14,5	19	35
600	19	24	60
800	22	27	84
1000	26	30	108
1400	30	31	155
1600	32	32	180
1800	34	32	206

Для автомобильных двигателей размеры колец стандартизованы DIN Kr M 101 — для чугунных поршней и DIN Kr M 102 — для поршней из легких сплавов. Этими стандартами можно пользоваться и для авиационных моторов. [*Ред.*].

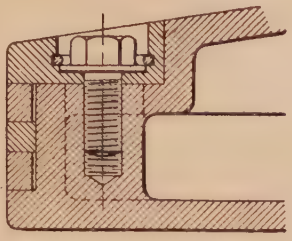
*) Примерно, начиная с $s = \frac{D}{28}$ и толще. [*Ред.*].

В конструкции по фиг. 750 поршневые кольца надеты на особое среднее кольцо. Это устройство следует предпочесть изображенному на фиг. 751, в котором среднее кольцо, разделяющее поршневые кольца, может передвигаться. Когда обе торцевые поверхности последних сработаются на малую величину x, то подвижность этих колец относительно поршня (проявляющаяся стуком при каждой перемене хода) в первой конструкции составит x, а во второй $2x$. Таким образом, при наступлении износа поршень по фиг. 751 придется вынуть, при прочих равных условиях, раньше, чем поршень по фиг. 750.

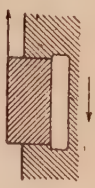
Фиг. 750.



Фиг. 751.



Фиг. 752.



В виду возможности пригорания, прижимные кольца на фиг. 750 и 751 следует снабжать нарезанными отверстиями для отжимных винтов; эти отверстия во время работы поршня закрыты предохранительными винтами или нарезанными пробками, которые могут быть вывинчены, когда поршень требуется разобрать.

Диаметр тела поршня должен быть лишь очень немногим меньше диаметра цилиндра (исключение из этого правила указано на стр. 339; см. также стр. 361). Если кольца значительно выступают из поршня, то, как легко усмотреть из фиг. 752, их торцевые поверхности повреждаются скорее, чем в обратном случае. После того, как между кольцом и канавкой образуется аксиальный зазор, момент силы трения о стенки цилиндра может привести даже к заклиниванию и поломке кольца. В паровых машинах к этому присоединяется еще увеличение вредного пространства, а также и тех поверхностей, через которые происходит теплообмен между паром и массами цилиндра и поршня, невыгодный с точки зрения экономичности работы двигателя.

Кольца изготовляют либо постоянной толщины, либо их делают более тонкими к концам. В последнем случае их толщина равномерно убывает, примерно, до 0,7 своего наибольшего значения, соответствующего той точке кольца, которая расположена напротив стыка. Хотя расчет напряжений в этих кольцах при известных допущениях возможен [1]), но существующие методы имеют тот недостаток, что не учитывают переменного характера коэффициента удлинения чугуна, из которого обычно бывают изготовлены кольца, и лишь приблизительно учитывают деформацию, возникающую при надевании кольца на поршень. Поэтому мы воздержимся от изложения здесь этих методов расчета, тем более, что существуют солидные заводы, сделавшие изготовление чугунных колец своей специальностью и распола-

---

[1]) Относительно утоняющихся колец см. соответствующие места в прежних изданиях этой книги, напр., в 10-ом издании — стр. 728 и сл., а в отношении колец постоянной толщины — статью Рейнгардта (K. Reinhardt) в Z. d. V. d. I., 1901, стр. 232 и сл. В ней описано, между прочим, приспособление, облегчающее рациональное надевание колец. Аналогичные вспомогательные инструменты изготовляются фирмами, специально занимающимися изготовлением поршневых колец.

гающие в этой отрасли богатым практическим опытом *). По причине более простого изготовления значительно преобладает применение колец постоянной толщины. Для того, чтобы дать представление относительно обычных размеров поршневых колец, приводим, для примера, данные из каталога фирмы Маак. В помещенной

*) В виду того, что иногда все же приходится ставить и поршневые кольца переменной толщины, считаем небесполезным привести здесь простой метод расчета, в той форме, в какой он был дан Онуином (Unwin).

Введем для кольца, надетого на поршень, который вставлен в цилиндр (т.-е. для сжатого кольца), следующие обозначения:

I момент инерции поперечного сечения, нормального к наружной поверхности кольца, в *см*⁴,

ρ радиус наружной поверхности свободного кольца, в *см*,

r „ „ „ „ сжатого „ „ „

b ширина кольца в *см*,

s толщина кольца в произвольном сечении F, составляющем угол 2φ с осью симметрии кольца, в *см*,

s_1 наибольшая толщина кольца (против стыка), в *см*.

Определим закон изменения s в функции s_1 и φ из того условия, чтобы удельное давление кольца на стенки цилиндра p *кг/см*² сохраняло постоянную величину.

Давление кольца на зеркало цилиндра составляет на длине 1 *см* поверхности $p\,b$ *кг*, и равнодействующая R этих давлений на длине дуги 2φ от стыка до сечения F равна, очевидно,

$$R = 2\,p\,b\,r\sin\varphi.$$

Изгибающий момент этой равнодействующей относительно сечения F:

$$M_F = R\cdot r\sin\varphi = 2\,p\,b\,r^2\sin^2\varphi.$$

Этим моментом и обусловлено изменение кривизны кольца при сжатии с $\frac{1}{\rho}$ на $\frac{1}{r}$. Следовательно, основное ур. изгиба дает зависимость

$$M_F = E\,I\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho}\right) = E\,\frac{b\,s^3}{12}\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho}\right).$$

Из последних двух уравнений получается

$$2\,p\,b\,r^2\sin^2\varphi = E\,\frac{b\,s^3}{12}\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho}\right)$$

и

$$\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho} = \frac{24\,p\,r^2\sin^2\varphi}{E\,s^3}.$$

Наибольшая толщина кольца s_1 расположена против стыка, т.-е. соответствует значению $2\varphi = \pi$; следовательно, для этого сечения

$$\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho} = \frac{24\,p\,r^2}{E\,s_1^3}.$$

Деля почленно два последних уравнения, получим

$$s = s_1\sqrt[3]{\sin^2\varphi}.$$

Эта формула и выражает закон изменения толщины поршневого кольца, для которого $p = \text{const}$.

При заданных размерах кольца удельное давление

$$p = \frac{E\,s_1^3}{24\,r^2}\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho}\right).$$

Для сечения против стыка изгибающее напряжение

$$\sigma_b = \frac{M_b}{I:e} = \frac{E\,s_1}{2}\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{\rho}\right)$$

ниже таблице приняты следующие обозначения: D наружный диаметр сжатого кольца, s толщина и b ширина его в миллиметрах. Замок — по фиг. 3 табл. 54.

D	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
s	$2^1/_2$	$2^3/_4$	3	$3^1/_4$	$3^1/_2$	$3^3/_4$	4	$4^1/_4$	$4^1/_2$	$4^3/_4$	5
b	5	5	6	6	6	7	7	7	8	8	8
D	160	170	180	190	200	250	300	350	400	450	500
s	$5^1/_4$	$5^1/_2$	$5^3/_4$	6	$6^1/_4$	$7^1/_2$	9	$10^1/_2$	12	$13^1/_2$	15
b	9	9	9	10	10	12	14	16	18	21	23
D	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
s	$16^1/_2$	18	$19^1/_2$	21	$22^1/_2$	24	$25^1/_2$	27	$28^1/_2$	30	31
b	25	27	30	32	34	36	38	41	43	45	47
D	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600
s	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
b	48	50	51	53	54	56	57	59	60	62	63

Если кольцо должно быть надето через тело поршня, то толщина кольца, от которой зависит удельное давление между ним и стенками цилиндра, имеет сравнительно низкий верхний предел; у колец постоянной толщины он лежит значительно ниже, чем у утоняющихся колец. Если отказаться от такого способа надевания колец и сделать тело поршня разъемным, по фиг. 750 или 751, стр. 333, то, конечно, и при постоянной толщине колец можно достигнуть более высоких давлений *).

или, сравнивая два последних уравнения,

$$\sigma_b = 12p\frac{r^2}{s_1^2}, \qquad s_1 = r\sqrt{\frac{12p}{\sigma_b}}.$$

При $E = 800\,000$ *кг/см²* и $\sigma_b = k_b = 1000$ *кг/см²*, для значений p от 0,2 до 1,0 *кг/см²* последнее ур. дает

$p = 0{,}2$	0,4	0,6	0,8	1,0 *кг/см²*
$s_1 = 0{,}05\ r$	$0{,}07\ r$	$0{,}085\ r$	$0{,}098\ r$	$0{,}11\ r$.

Практически кольца „постоянного давления“ очерчивают двумя окружностями, расстояние между центрами которых составляет $0{,}206\ s_1 \cong 0{,}2\ s_1$. При этом наименьшая толщина кольца (теоретически она должна была бы равняться нулю, как это следует из зависимости $s = s_1\sqrt[3]{\sin^2\varphi}$ при $\varphi = 0$) получается равной

$$s_0 = s_1 - 2 \cdot 0{,}2 s_1 = 0{,}6 s_1.$$

На практике пользуются и следующими формулами:

для чугунных колец: $s_1 = 0{,}06r + 1{,}0$ *см*, $\quad s_0 = 0{,}035r + 0{,}6$ *см*,

„ стальных „ : $s_1 = 0{,}025r + 0{,}4$ *см*, $\quad s_0 = 0{,}015r - 0{,}2$ *см*.

См. Pomini, „Costruzione di macchine“, т. III (1922), стр. 554 и сл. [*Ред.*].

*) О пьезоэлектрическом методе измерения давления поршневых колец на стенки цилиндра см. статью Keikiti Ebihara в Journal of the Society of Mechanical Engineers (Токио), 1926, № 113, стр. 533 — 564. [*Ред.*].

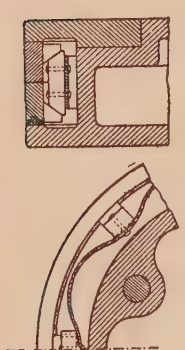
Как показывает опыт, также и малые удельные давления достаточны для обеспечения плотности, если кольцо с самого начала хорошо прилегает всей своей боковой поверхностью к стенкам цилиндра, благодаря чему в результате прирабатывания как на кольце, так и на цилиндре образуется металлическое „зеркало". Для этого необходимы не только тщательная обработка и закрепление поршневых колец, но также и надлежащая конструкция цилиндра, обеспечивающая сохранение им во время эксплоатации круглой формы и, наконец, хорошая смазка и чистая газовая смесь (соотв., пар, жидкость).

Кольца, прижимающиеся к цилиндру только в силу собственной упругости („самопружинящие кольца"), представляют собой простейшую и, несмотря на указанные недостатки, наиболее распространенную форму металлической набивки. Было сделано много попыток устранить эти недостатки, но лишь в немногих случаях они привели к длительно жизнеспособным конструкциям. Некоторые из них описаны ниже.

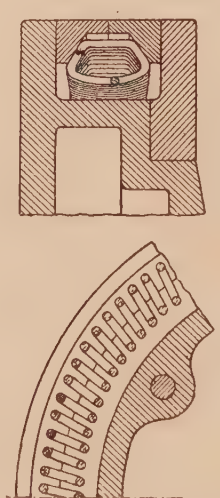
Чтобы устранить у тонких колец влияние преждевременного срабатывания торцевых поверхностей, Дергэм (Durham, Blackburn) предложил изображенную на фиг. 753 конструкцию, в которую входит спираль, прижимающая и торцевые поверхности колец. На конструкции этого рода выдано большое количество патентов. Упомянем, например, устройство по фиг. 754 (Цирн — K. A. Zirn — герм. пат. № 20 033 от 31/III 1882 г.; скошенные внутрь приливы уплотняющих колец клиновыми колодками прижимаются, посредством пружины волнистой формы, как к боковой поверхности цилиндра, так и своими торцевыми поверхностями к соответствующим плоскостям в поршне) и по фиг. 755 (Купер и Паттинсон — John Cooper and Thos. Pattinson — герм. пат. № 59 326 от 5/XI 1890 г.; кольца, снабженные коническими фланцами, распираются наружу как в радиальном, так и в аксиальном направлении, спиральной пружиной соответствующей формы). Последняя конструкция, с известными изменениями согласно герм. пат. № 77 030

Фиг. 753.

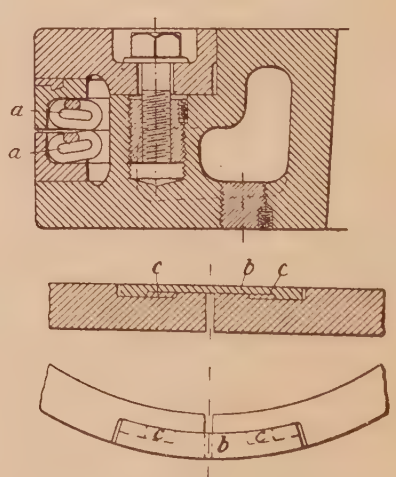
Фиг. 754.



Фиг. 755.



Фиг. 756.



от 27/VII 1893 г., № 108 101 от 20/V 1899 г., № 116 403 от 11/VIII 1899 г., получила, под названием „набивки Бекли (Buckley)", довольно значительное распространение. Ее применяет, например, фирма Моррисон (C. Morrison, Hamburg) для повышенных давлений пара и быстроходных машин. Соответствующая конструкция изображена на фиг. 756; кольца разжимаются двумя спиральными пружинами *a*, расположенными косо одна относительно другой. Радиальная сила натяжения этих пружин не зависит от аксиальной. При плохой пригонке торцевых плоскостей колец под них проникает пар. Для того, чтобы этот пар не прижимал кольца к зеркалу цилиндра чересчур сильно, что́ увеличило бы трение и износ, стыки колец перекрыты накладками *b* с клиньями *c*. Размеры последних подобраны таким образом, что они удерживают кольца на диаметре, лишь не на много превышающем диаметр цилиндра. При этом, по мере срабатывания рабочей поверхности колец, необходимо время от времени производить регулировку, несколько спиливая клинья *c*.

На фиг. 757 изображено состоящее из трех частей поршневое кольцо с двумя спиральными пружинами (см. также герм. пат. № 24 147). Гофман (F. Hoffmann, герм. пат. № 25 433 от 1/VII 1883 г.) снабжает конические фланцы набивочных колец вырезами по фиг. 758, чтобы этим увеличить их пружинение в радиальном направлении.

Фиг. 757.

Фиг. 758.

К подобным специальным конструкциям неприложимы, конечно, без оговорок сделанные выше указания относительно толщины колец. В этих случаях должны быть приняты во внимание особенности конструкции.

На фиг. 7 и 8 табл. 50 изображен в сжатом, соотв. в несжатом, состоянии поршень конструкции завода Виндгоф (Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co.), по имеющимся данным более не изготовляемый в таком виде. Поршневые кольца обточены здесь на диаметр, не превышающий диаметр цилиндра, и поэтому в новом состоянии должны прилегать своей боковой поверхностью, имеющей точную форму кругового цилиндра, к рабочей поверхности цилиндра машины. Напротив, разжимная пружина, имеющая форму двойного конуса, делается несколько большей. Следовательно, раздача поршневых колец достигается в этом случае затягиванием болтов поршня (см. фиг. 7 и 8). Давление, с которым кольца прижимаются к зеркалу цилиндра, зависит от величины конусности наружных поверхностей двойной конической пружины.

На фиг. 10 табл. 54 показан поршень воздуходувки, сконструированный Ридлером[1]) для горизонтальных воздуходувных машин бессемеровских установок. Соединение поршня со штоком выполнено здесь посредством наполовину утопленного клина, так наз. торцевой шпонки, для которой в корпусе сальника предусмотрен соответствующий вырез. Поршневые кольца разжимаются спиральной пружиной также и в аксиальном направлении. Винты предохранены от отвинчивания пластинками, которые вдвигаются в канавки (они имеют форму ласточкина хвоста) и совершенно закрывают головки винтов. Положение этих пластинок фиксируется стопорными винтами.

[1]) Z. d. V. d. I., 1884, стр. 3.

На фиг. 11 табл. 54 изображена устаревшая конструкция поршня с особым приспособлением для регулировки колец. С помощью двух винтов, упирающихся с одной стороны в пружинящее кольцо c, с другой — в две клиновидных распорки d, можно с большей или меньшей силой разжать оба поршневых кольца. Для того, чтобы движущиеся наружу клинья не могли процарапать желобков в стенках цилиндра, их следует отливать из очень мягкой бронзы. Это тем более необходимо, что радиальный износ клиньев должен быть значительно больше износа колец. Когда кольца сработаются в радиальном направлении на x, клин должен передвинуться наружу в радиальном же направлении на $\pi x \operatorname{ctg} \alpha$, т.-е. — для наибольшего допустимого значения $\alpha_{max} = 45°$ на $3{,}14\,x$. Таким образом, износ клина по крайней мере втрое больше износа колец. Если отношение „скоростей изнашивания“ материалов клина и цилиндра не соответствует этому условию, то становится неизбежным появление желобка или образование гребня на рабочей поверхности цилиндра. Так как при этой конструкции давление кольца на цилиндр вблизи клина больше, чем в других местах, то в этой части цилиндра можно ожидать большего износа, даже если угол клина 2α не превышает 60° или 75°. Пока клин еще не доходит до зеркала цилиндра, часть поверхности последнего остается свободной от срабатывания, что может привести к образованию продольного гребня на ней, вследствие увеличения ширины щели в стыке кольца по мере его износа.

Из сказанного следует, что приспособления, обеспечивающие указанным способом прижимание колец к рабочей поверхности цилиндра посредством клиньев, обладают недостатком неравномерного изнашивания, который лишь в неполной степени может быть устранен выбором возможно большего значения h и малого угла α.

Аллен (Rob. Allen, Caversham, Англия, герм. пат. № 233 350 от 15/XI 1907 г.) разделяет кольцо на несколько (от 3 до 4) сегментов, между которыми вставлены клинья, и регулирует положение последних посредством радиальных спиральных пружин. При этом износ колец получается более равномерным. Однако, для предупреждения пропусков пара через стыки необходимо в этом случае перекрывать их. Разъемные кольца и радиальные спиральные пружины мы находим также в конструкции завода Бр. Шмек (Gebr. Schmeck, Eiserfeld a. d. Sieg). Эта конструкция изображена на фиг. 2 табл. 53 в выполнении завода б. Эгесторф (Hannoversche Maschinenbau A.-G., vorm. G. Egestorff, Hannover-Linden). Внимания заслуживает узкий и высокий профиль колец, который обеспечивает малое трение на цилиндрической поверхности и малый износ торцевых плоскостей кольца, а также затрудняет прорыв пара под кольцо через зазор между ним и канавкой (ср. стр. 331 и 332). В рассматриваемом случае кольца состоят из трех частей. В местах стыков расположены цилиндрические бронзовые втулки a, в которых помещаются спиральные пружины b и разжимные колодки c (перекрывающие стыки), посредством которых кольца прижимаются к стенкам цилиндра. На фиг. 1 табл. 60 изображены поршневые кольца, прижимаемые листовыми пружинами. Эта конструкция также принадлежит фирме Бр. Шмек и относится к поршню цилиндра низкого давления реверсивной прокатной машины фирмы Эргардт и Земер (Ehrhardt & Sehmer, A.-G., Saarbrücken); см. по этому поводу стр. 340. Каждое кольцо состоит из наружной кольцеобразной части a и внутренней b. Наружное кольцо состоит из двух частей, внутреннее — из шести. Каждая из этих шести частей внутреннего кольца прижимается листовой пружиной c к наружному кольцу, которое, таким образом, в свою очередь прижи-

мается к стенкам цилиндра. Оба стыка половинок наружного кольца закрываются выступами b_1 (кольцевой замок) лежащих под ними внутренних кольцевых сегментов. Рядом с замком b_1 на двух соответствующих внутренних кольцевых сегментах сделаны узкие и тонкие выступы d, которые точно пригнаны к выемкам d_1 наружных половинок колец и служат только для удерживания их во время установки поршня на место. Наружные половинки колец в этом случае сжимают до тех пор, пока выступы d не попадут в гнезда d_1. В собранном поршне листовые пружины примыкают с одной стороны к дну кольцевой канавки поршня, а с другой — к выемкам соответствующих кольцевых сегментов. Согласно сообщению упомянутой фирмы, она применяет кольца этого рода для всех новых конструкций паровых поршней и для больших поршней компрессоров низкого давления.

Несколько измененная конструкция колец Шмека, в которой применены как спиральные, так и листовые пружины, представлена на фиг. 2 табл. 60, в выполнении завода бывш. Бр. Клейн (Maschinenbau A.-G., vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch). Состоящие из четырех частей поршневые кольца прижимаются в стыках спиральными пружинами a при посредстве колодок c и направляющих втулок d; в промежутках между стыками на каждой четверти окружности для той же цели имеются по две листовых пружины b. Расположение стыков колец I, II, III и IV показано схематически на фиг. 2а табл. 60.

Ниже приведено еще несколько конструкций поршней с металлической набивкой.

Поршни по фиг. 3 и 5 табл. 54 дают бо́льшие вредные пространства и бо́льшие поверхности для теплообмена [1]), нежели закрытые поршни. Поэтому для тех паровых машин, в которых скрытая энергия, содержащаяся в паре, должна быть использована возможно полнее, они мало пригодны, кроме тех случаев, когда решающее значение имеет особенно малый вес (паровозные поршни). В этом отношении следует несомненно предпочесть конструкцию по фиг. 7 табл. 54, изображающей паровой поршень Куна (G. Kuhn). Паровой поршень с разжимным кольцом, предназначенный для цилиндров небольшого диаметра, изображен на фиг. 8 табл. 54. В обеих конструкциях должны быть приняты меры к тому, чтобы взаимно сдвинутые стыки поршневых колец не могли оказаться на одной образующей поршня. Равным образом, винты и гайки должны быть предохранены от самоотвинчивания.

В поршне горизонтальной машины по фиг. 8 табл. 54 давление пара действует на расположенную вне колец часть боковой поверхности поршня и давит на него книзу. Поэтому для высоких давлений пара рекомендуется эту часть тела поршня обтачивать на диаметр меньший, чем соответствовало бы диаметру цилиндра, а вес поршня воспринимать при помощи расположенной между обоими кольцами перегородки, как показано на фиг. 2 табл. 53 (конструкция завода быв. Эгесторф). От этого, правда, увеличивается полная длина поршня, но при сколько-нибудь больших диаметрах это необходимо и без того в целях обеспечения прочности.

На фиг. 2 и 3 табл. 57 изображен поршень аммиачной компрессионной машины завода Эслинген, точно так же снабженный разжимным кольцом. Лобовые поверхности (днища) поршня, в целях уменьшения вредного пространства и размещения

[1]) Ср. E. Heinrich, „Versuche über den Einfluss der Kompression und der Oberflächen, an denen sich der Wärmeaustausch im Dampfzylinder vollzieht, auf den Arbeitsprozess einer Einzylindermaschine", диссертация, Штуттгарт, 1913. См. также M. ü. F., Heft 146, 1914.

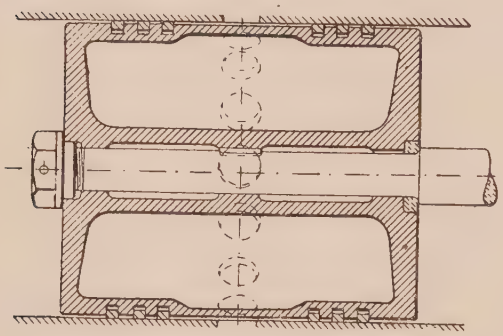
клапанов с возможно бо́льшими сечениями прохода, сделаны сферическими, соответственно радиусу головки цилиндра.

На фиг. 9 табл. 54 изображен поршень конденсационного насоса паровой машины. Поршневые кольца, прижимаемые наружу разжимным кольцом, сделаны здесь из бронзы.

Фиг. 1 табл. 60 представляет поршень низкого давления реверсивной машины прокатного привода, постройки завода Эргардт и Земер. В этой конструкции видно стремление по возможности уменьшить силы инерции. Тело поршня, которому для увеличения момента сопротивления придана воронкообразная форма, отлито из стали. К его нижней части приклепан бронзовый башмак (заклепки — из красной меди). Относительно колец см. стр. 338.

На табл. 78 показан поршень прямоточной паровой машины [1]) в выполнении завода Зигенского Машиностроительного О-ва (Siegener Maschinenbau A.-G.). Этот поршень должен воспринимать давление пара и, кроме того, служить органом распределения для выпуска пара. Обусловленная этим бо́льшая длина таких поршней, если отливать их цельными (ср. фиг. 759), нередко приводит к литейным напряжениям и сравнительно большому весу, а помимо того затрудняет и смазку. При этой конструкции трудно осуществить простыми средствами такое соединение длинной ступицы со штоком, чтобы была обеспечена возможность свободного теплового расширения. Указанные затруднения фирма пытается преодолеть устройством двух отдельных поршней. Потерям от теплообмена и теплопередачи противодействует внутренняя лобовая стенка, постоянно омываемая паром из конденсатора. Благодаря тому, что каждый из этих поршней снабжен прилитым опорным башмаком, значительно уменьшается удельное давление поршня на стенку цилиндра, обусловленное его собственным весом. Давление поршня на цилиндр, вызываемое давлением пара, уничтожается с помощью конструктивных мер, указанных при рассмотрении фиг. 2 табл. 53 (стр. 339). Наружное поршневое кольцо отодвинуто несколько назад от торцевой поверхности поршня, в виду того, что крышка цилиндра здесь удлинена в направлении оси, чтобы можно было обогревать часть боковой поверхности цилиндра. При больших диаметрах поршневой шток часто выводят сзади наружу и снабжают задним опорным башмаком, чтобы этим еще более повысить правильность хода поршня.

Фиг. 759.



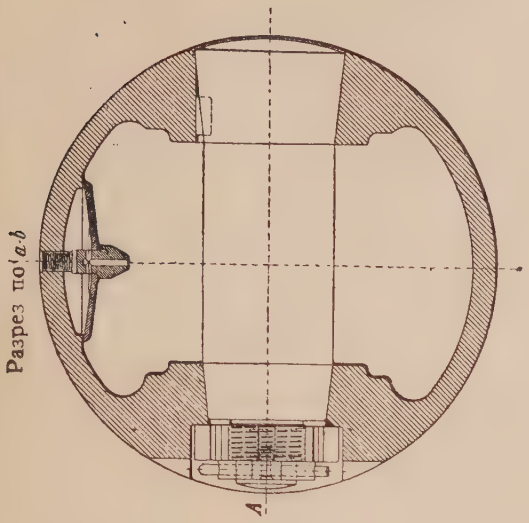
На фиг. 760 до 762 показан имеющий форму стакана открытый поршень (транк) горизонтального четырехтактного газового двигателя завода Дейтц (Gasmotorenfabrik Deutz). Этот поршень одновременно играет роль крейцкопфа и уже по одному этому должен иметь довольно большую длину. В виду значительного давления внутри цилиндра (до 30 *атм*), для уплотнения предусмотрено большое число (8) колец *).

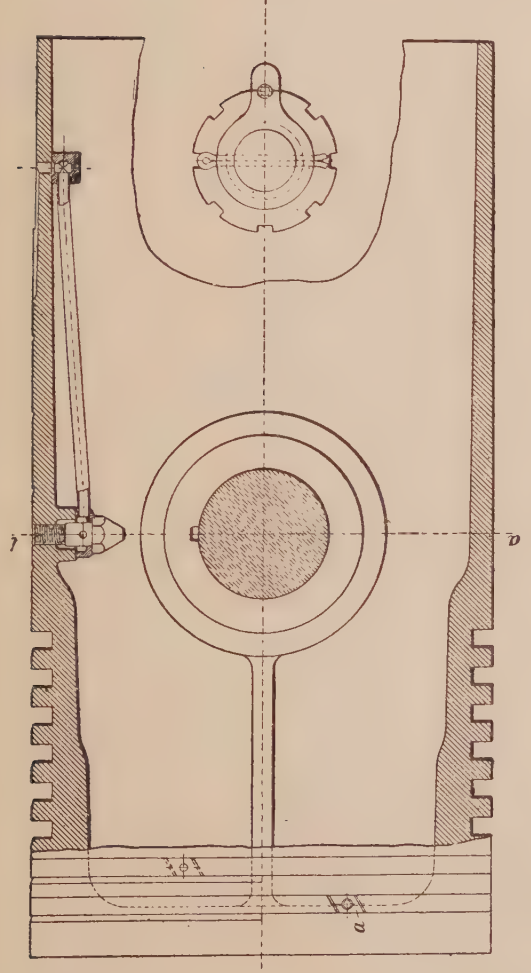
[1]) J. Stumpf, „Die Gleichstromdampfmaschine“, 2 изд., 1921.

*) Большое число узких колец дает лучшее уплотнение, чем малое число более широких колец. [*Ред.*].

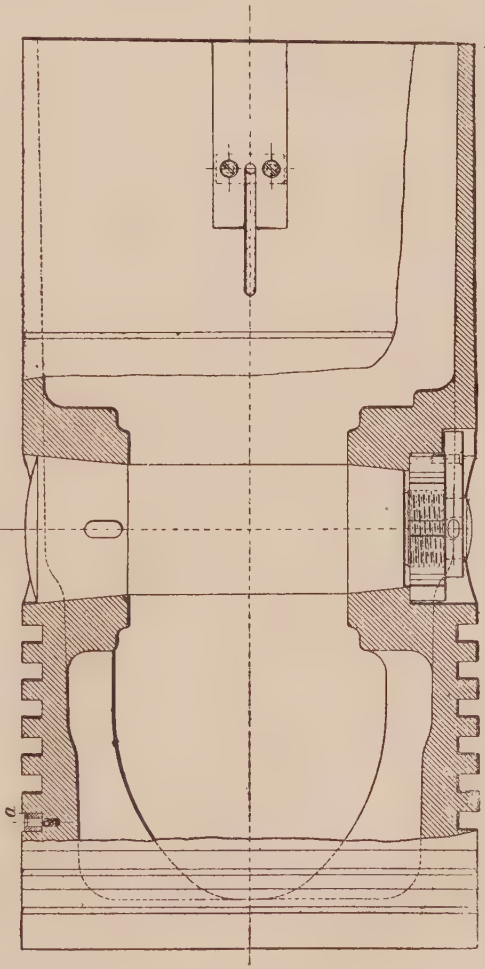
Они изготовляются таким образом, чтобы по всей их цилиндрической поверхности имело место одинаковое давление нажатия (по данным фирмы 0,5 *кг/см*²). Стыки отдельных колец смещены один относительно другого и, как это видно из фиг. 760 и 761, удерживаются на месте привинченными арретирами.

Так как дно поршня непосредственно соприкасается с горячими газообразными продуктами сгорания, то у днища поршень будет расширяться больше, чем у открытого конца. В виду этого, его внутреннюю часть обтачивают несколько на конус; при этом необходимое уменьшение его диаметра опре-





Фиг. 760.



Фиг. 761.

деляется в зависимости от материала, конструкции и условий эксплоатации *). На неохлаждаемых чугунных открытых поршнях делают иногда пологий конус уже между кольцами и цапфой согласно фиг. 3 табл. 81; при помощи его имеют в виду возможно точнее учесть ход температурных изменений. Для поршней из легких сплавов необходимый зазор должен быть, по Беккеру [1]), примерно, в $1^1/_2$ раза больше, при чем влияния большего коэффициента теплового расширения и более низкой (вследствие лучшей теплопроводности) температуры днища поршня отчасти взаимно уравновешиваются. Так как поверхность поршня в области гнезд для пальца, как показывает практика, легко заедает, то дополнительной обработкой ей сообщают в этом месте добавочный зазор **); ср. фиг. 4 табл. 81.

Теплота, воспринятая днищем поршня, соприкасающимся с горячими газами, отводится главным образом через цилиндрическую часть тела поршня и передается охлаждаемым стенкам цилиндра. Поэтому днище и верхняя часть цилиндрических стенок поршня должны делаться возможно толще, чтобы создать возможно большие поперечные сечения для потока теплоты. Верфь „Германия“ фирмы Фр. Крупп, в целях усиления отвода теплоты, соединяет среднюю, наиболее горячую часть днища поршня с его сравнительно холодными стенками посредством конического или т. под. внутреннего тела (герм. пат. № 355 072 от 16/XI 1920 г.). В другой конструкции этой верфи, а также основной фирмы в Эссене (фиг. 1 табл. 81) отвод тепла из средней части поршня намеренно затруднен, для чего эта часть отделена от цилиндрической части поршня и образует „грибовидную вставку“. Высокая температура этой части поршня должна содействовать самовоспламенению горючего.

Что касается упомянутой конической формы той части поршня, которая примыкает к днищу, то рекомендуется считать, что опорным является только лежащий впереди кольцевых канавок участок ее, и допускать удельное давление не более 1 *кг/см*^{2}, в крайнем случае, 1,5 *кг/см*^{2}; в основу расчета кладут наибольшее нормальное давление на рабочую поверхность цилиндра. Обычно здесь ограничиваются тем, что принимают в расчет только вертикальную составляющую наибольшего горизонтального давления на цапфу кривошипа.

---

*) Уменьшение диаметра начинается, примерно, около среднего кольца или несколько ближе к днищу и идет до внутреннего края поршня. Оно составляет по новейшим данным от 0,1 до 0,5% диаметра, в зависимости от условий, указанных выше. Поршни автомобильных двигателей стачивают на конус на длине около $^1/_4$ полной длины поршня; уменьшение диаметра к днищу составляет обычно 0,3%. Для цилиндров с воздушным охлаждением иногда обточку поршня на конус не производят (см. A. Heller, „Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff“, 1925, стр. 238, где помещена таблица, заимствованная из Horseless Age от 28/VII 1908 г.).

Гюльднер (стр. 153), указывая на затруднительность предварительного расчета необходимого уменьшения диаметра вследствие неопределенности оценки температур цилиндра и различных частей поршня, рекомендует пользоваться формулами

$D_1 \leqq 0{,}995\ D$ для больших открытых поршней без охлаждения,
$D_1 \leqq 0{,}99\ D$ „ малых „ „ „ „

а для открытых поршней с охлаждением делать небольшое сужение лишь на длине, равной высоте днища поршня. [*Ред.*].

[1]) Gabriel Becker, „Vervollkommnung der Kraftfahrzeugmotoren durch Leichtmetallkolben“, 1922.

**) Для поршней авто- и авиамоторов он составляет, в среднем, 0,5 *мм*. [*Ред.*].

Неохлаждаемые открытые поршни применяются до диаметра около 500 *мм*. Выше этого предела—у быстроходных машин и значительно ниже—в виду возрастания температуры дна поршня, опасного для нормальной работы машины, становится необходимым охлаждение водой или маслом. Благодаря этому, в подобных конструкциях можно обходиться меньшим зазором между поршнем и стенками цилиндра, что́ приводит к уменьшению стука и облегчает хорошую смазку; расход смазочного масла уменьшается, и устраняются масляные пары, которые при открытом картере затрудняют уход за машиной, а при закрытом картере и не охлаждаемом поршне даже могут привести к взрыву[1]). Относительно конструкции охлаждаемых открытых поршней мы вынуждены сослаться на специальные труды. В поршнях без охлаждения, близких по размерам к указанному выше пределу, днище часто бывает отделено от остального тела поршня, благодаря чему, в случае появления трещин от нагревания, его можно сменить. Ср., например, герм. пат. № 278 074 от 22/IX 1912 г. Герлицского завода; № 282 326 от 20/IX 1913 г. Юнкерса (Hugo Junkers, Aachen-Frankenburg); № 300 112 от 28/X 1915 г. завода Оберурзель (Motorenfabrik Oberursel A.-G., Oberursel).

На внутренней стороне неохлаждаемых чугунных днищ, вследствие испарения смазочного масла, попадающего на них из картера, образуется твердый нагар обуглившегося масла, от чего масло становится беднее углеродом и при циркуляционной смазке (см. стр. 220), в конце концов, непригодным для работы. Мельчайшие частицы этого нагара могут проникнуть через фильтр в систему циркуляции масла и сделать шероховатыми все поверхности скольжения, которые при этом принимают характерный матово-серый оттенок. Поэтому, чтобы масло не могло попадать на днище поршня, у открытого конца цилиндра или у выхода из картера устраивают особые маслоуловители, ср. фиг. 1 табл. 61, или же перед днищем поршня привинчивают предохранительный щиток, ср. фиг. 1 табл. 81. По Беккеру (см. выноску 1 на стр. 342), поршни из легких металлов, благодаря их более низкой рабочей температуре, от этого недостатка свободны.

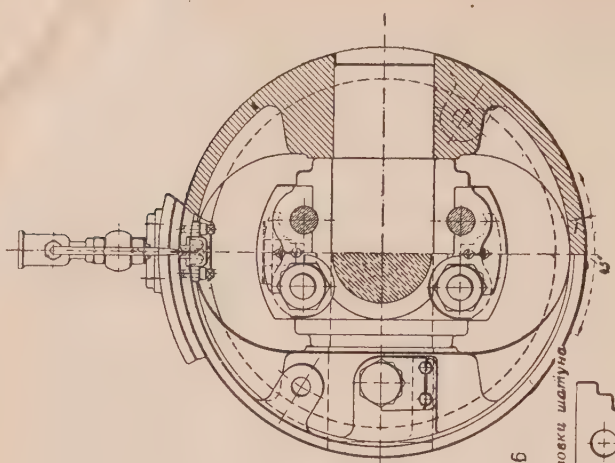
Палец должен быть укреплен в теле поршня каким-либо надежным соединением, которое в то же время, в случае закрытой головки шатуна, должно допускать достаточно легкую разборку (см. ниже). На фиг. 760 до 762 показано разъемное соединение посредством конуса и винта, подобное устройствам, часто применяемым в крейцкопфных болтах (см. ниже, фиг. 840 и сл.). В конструкции по фиг. 1 и 4 табл. 81 цилиндрические концы пальца прижаты особыми колодками и винтами к стенкам гнезд для пальца, к которым они тщательно пригнаны, но так, что их можно вынуть без повреждения.

На фиг. 763 до 767 изображен поршень новой конструкции завода Дейтц. Палец вставлен здесь своими цилиндрическими концами в предварительно нагретое тело поршня. Последний приходится после этого еще раз шлифовать. Это неразъемное соединение можно применять только при открытой шатунной головке. По сравнению с конструкцией, изображенной на фиг. 760—762, палец расположен здесь ближе к середине передней (открытой) части поршня, которая в этом случае предполагается опорной (см. главу „Крейцкопфы“). У быстроходных машин в гнездах,

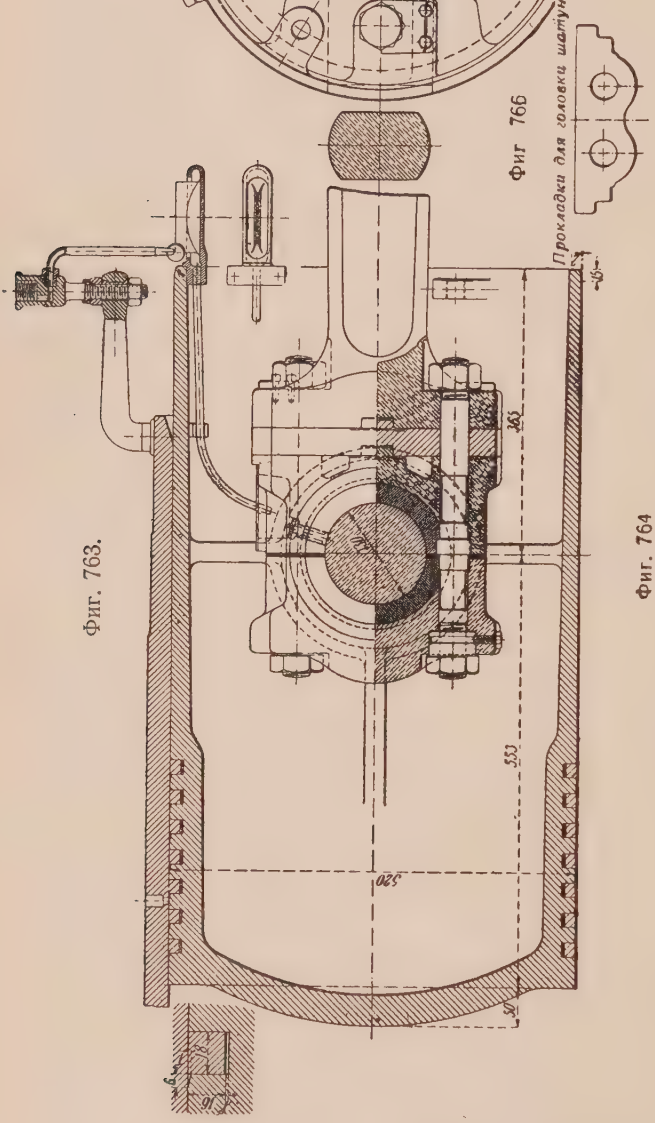
---

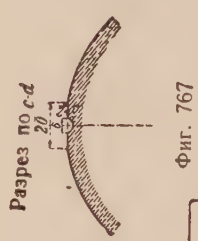
[1]) Ср. Föppl-Strombeck-Ebermann, „Schnellaufende Dieselmaschinen“ (2-е изд.), Berlin, 1922.

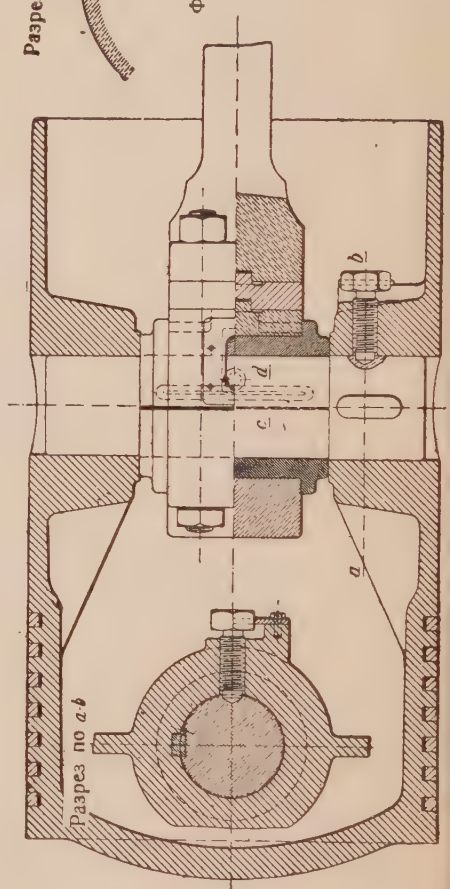
к которым пригоняется палец (здесь цилиндрические, на фиг. 761 — конические), развиваются значительные динамические давления. По Беккеру (см. стр. 342), если удельное давление превысит 200 *кг/см*², то чугунные поверхности быстро разрабатываются. В поршнях из легких сплавов,



Фиг. 765.







в виду их большей мягкости, допустимо лишь значительно меньшее удельное давление. Для предупреждения вращения поршневого пальца в его гнездах (в случае заедания вкладышей), не довольствуясь упомянутым давлением между пальцем и стенками

гнезд, обычно находят нужным устраивать еще особое предохранительное приспособление, напр., клин или штифт *). Это приспособление должно быть выполнено так, чтобы при деформации проушины оно не нарушало качества прессовой посадки.

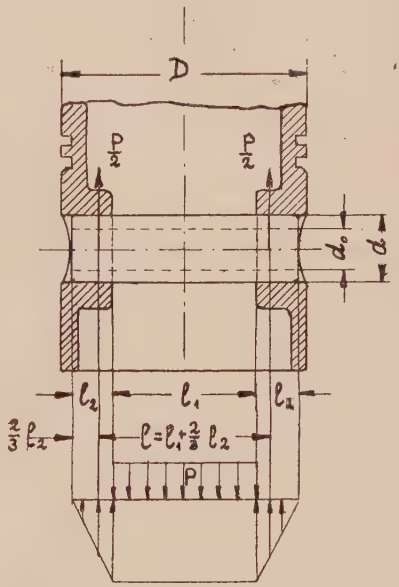
Относительно материала поршневого пальца и его обработки сохраняет силу сказанное по этому поводу в главе „Шатуны“ **).

*) В автомобильных и авиационных двигателях часто применяют так наз. плавающие поршневые пальцы, свободно вращающиеся как в поршне, так и в шатуне, но предохраненные от боковых перемещений. Благодаря постоянному вращению около своей оси, плавающий палец изнашивается равномернее, чем неподвижно закрепленный, так как наибольшее давление передается все время на различные участки его поверхности.

[Ред.].

**) Поршневой палец рассчитывается на изгиб, исходя из наибольшего давления p_{max} на поршень и на износ (на удельное давление). При распределении реакций в опорах пальца по закону прямой линии, как показано на фиг. 767а, наибольший изгибающий момент, вызываемый нагрузкой на поршень $P = \frac{\pi D^2}{4} p_{max}$, будет составлять

Фиг. 767а.



$$M_b = \frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{2} + \frac{l_2}{3} - \frac{l_1}{4}\right) = \frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right).$$

Так как, с другой стороны, момент сопротивления поперечного сечения пальца равен

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_0^4}{d} = \frac{\pi}{32} d^3 (1 - a^4),$$

где $a = \frac{d_0}{d}$, то диаметр d можно определить из уравнения

$$\frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right) = \frac{\pi d^3}{32} (1 - a^4) \cdot k_b,$$

где k_b допускаемое напряжение на изгиб. Отсюда, подставляя вместо P его значение, написанное выше, получается

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 P_{max} D^2}{(1 - a^4) k_b}\left(\frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{3}\right)}.$$

Для пальцев сплошного сечения $a = 0$. Значение p_{max} выбирается в соответствии с проектируемой машиной. Для предварительных подсчетов можно принимать $l_2 \cong 0{,}3 l_1$. Напряжение на изгиб можно допускать:

для мартеновской стали с $K_z \geqq 5500$ *кг/см²* . $k_b = 800$ до 900 *кг/см²*,
„ цементированного литого железа . . . . $k_b = 1100$ *кг/см²*,
„ никкелевых и хромоникелевых сталей, применяемых в авто- и авиамоторах . . . $k_b \leqq 2500$ *кг/см²*.

В виду высокого качества сталей, применяемых в этих двигателях (C = 0,25%, Cr = 0,7%, Ni = 4%, $K_z = 9000$ *кг/см²*, предел упругости около 6500 *кг/см²*), напряжение $k_b = 2500$ *кг/см²* является вполне безопасным.

Найденные размеры пальца следует проверить на удельное давление k по формуле

$$k = \frac{P}{l_1 d} = \frac{\pi D^2 p_{max}}{4 l_1 d}.$$

О допускаемой нагрузке в подшипнике шатуна см. стр. 43 настоящего тома.

Смазка поверхности скольжения должна быть особо тщательной. Чрезвычайно важно, чтобы поршневые кольца отлично прилегали к стенкам цилиндра, так как иначе могут происходить прорывы продуктов сгорания, что́ имеет следствием испарение масла и повреждение рабочей поверхности поршня. Скос стенок между канавками для колец (ср. фиг. 763 вверху слева) служит для того, чтобы кольца переносили масло от места его притока назад (верхние скосы), а внизу снова отводили его на сторону кривошипа. По данным фирмы, последнему способствует также легкий наклон цилиндра к стороне кривошипа. Иногда позади последнего кольца сквозь стенки поршня бывают просверлены косые отверстия *a* (ср. фиг. 1 табл. 61, а также фиг. 1 и 3 табл. 81), которые отводят дошедшие до них газы внутрь поршня и этим предупреждают их проникание между поверхностями скольжения, где они могли бы нарушить правильность смазки. В последних конструкциях в нижней части поршня сделана, кроме того, кольцеобразная вспомогательная канавка *b*, которая способствует лучшему распределению масла по опорной поверхности. В быстроходных машинах для смазки поршня достаточно масла, разбрызгиваемого кривошипом и коленчатым валом. В большинстве случаев поршни этих машин бывают снабжены особыми снимающими масло кольцами, которые не позволяют маслу проходить вдоль поверхности скольжения поршня в камеру сгорания, что́ нередко влечет за собой повышение расхода масла и, в зависимости от его состава, загрязнение камеры сгорания и поршневых колец, а также пригорание последних. Ср. по этому поводу табл. 81 и фиг. 1 табл. 61. Действие этих колец основано на том, что они, благодаря заострению кромки, прижимаются к зеркалу цилиндра с повышенным удельным давлением; поэтому их необходимо менять своевременно, т.-е. раньше, чем опорная поверхность их станет, вследствие износа, слишком широкой. Они являются излишними, если картер совершенно отделен от рабочей поверхности цилиндра. В этом случае, а также в тихоходных машинах, в которых на поршень попадает лишь небольшое количество разбрызгиваемого масла, рабочая поверхность цилиндра смазывается с помощью особых трубок, подведенных ко многим местам ее (см. фиг. 1 табл. 81). Относительно нагнетательных насосов для подачи масла см. главу „Паровые цилиндры“.

Значение k не должно превышать следующих значений:

для стационарных паровых машин с принудительной смазкой	$k =$	80 до	100	$кг/см^2$
для стационарных паровых машин без принудительной смазки	$k =$	50 „	70	„
для газовых двигателей малой мощности . . .	$k =$	100 „	120	„
„ „ „ большой мощности . .	$k =$	140 „	150	„
„ судовых машин	$k =$	150 „	160	„

В выполненных конструкциях бензиновых двигателей можно встретить иногда $k = 170$ до 190 $кг/см^2$, однако, со столь высокими удельными давлениями можно мириться лишь по необходимости. При этом обязательно предусмотреть устройство, обеспечивающее обильную и надежную смазку.

Другие формулы для расчета поршневых пальцев (двигателей внутреннего сгорания) см. Гюльднер, стр. 154. *[Ред.].*

Так как необходимое число колец зависит не только от давления газов, но и от того времени, которым располагает газ для прорыва через щель, то в быстроходных машинах можно обойтись меньшим числом колец: в обыкновенных автомобильных двигателях — тремя или четырьмя кольцами, в быстроходных — двумя. На фиг. 1 табл. 61 изображен поршень нормального авиационного двигателя (для аэропланов и дирижаблей) завода Майбах (Maybach-Motorenbau G. m. b. H., Friedrichshafen). Поршень отлит из алюминиевого сплава и весит (без пальца и колец) в готовом виде 2,76 *кг*. Четыре поршневых кольца сделаны из чугуна. Как показано на чертеже, этот поршень снабжен всего лишь одним ребром жесткости в виде кольцеобразного утолщения, расположенного у открытого конца стакана.

Поршни двигателей внутреннего сгорания двойного действия всегда делаются с охлаждением.

На фиг. 1 до 4 табл. 55 и фиг. 1 до 4 табл. 56 изображен поршень большого четырехтактного газового двигателя (диам. цилиндра 1000 *мм*) завода Дейтц.

Охлаждающая вода подводится через ползун (башмак) в фонаре двухцилиндровой машины и отсюда течет налево и направо в поршневой шток (фиг. 1 табл. 55). При отсутствии особых возвратных клапанов величина давления, необходимого для циркуляции воды, зависит от динамических влияний водяных масс, движущихся взад и вперед вместе с поршнем и штоком. Если это давление достигается посредством особых насосов, то, чтобы поддерживать его сколько-нибудь постоянным, необходимы объемистые воздушные колпаки. Как видно из фиг. 1 табл. 55, вода подводится через шарнирные трубы. Направление ее движения показано стрелками. Уплотнение между поршневым штоком и втулкой (ступицей) поршня достигается посредством резиновых колец и конической поверхности, соотв. нажимного кольца (фиг. 2 табл. 55). Чтобы избежать заедания конических поверхностей под действием высокой температуры и больших аксиальных давлений, конус делают сравнительно крутым.

Поток охлаждающей воды в поршне должен циркулировать так, чтобы она достаточно обильно омывала изнутри все поверхности, нагреваемые горячими газами, чтобы при этом не получалось мертвых пространств („мешков“) и, наконец, чтобы осаждающаяся грязь не могла скопляться внутри поршня, затрудняя этим теплопередачу и вызывая расплескивание воды в нем. Начиная с известных размеров поршня, нельзя уже обойтись без ребер, служащих для увеличения жесткости его лобовых стенок, хотя, учитывая литейные напряжения и условия теплового расширения, этих ребер стараются избегать. Ребер жесткости можно избегнуть, придавая днищам поршня форму очень пологих конусов, но это не всегда бывает возможно. Помимо своего основного назначения, ребра жесткости служат для направления охлаждающей воды. В этом отношении требования, связанные с направлением потока охлаждающей воды, условия прочности и стремление избегнуть внутренних напряжений в отливке нередко оказываются противоречащими друг другу. Затруднения производственного порядка, возрастающие вместе с диаметром поршня, вызывают не прекращающееся до сих пор появление новых конструкций; ср., напр., герм. пат. № 334 850 от 25/XII 1919 г. Акц. о-ва Галловей (Galloway's Ltd., Manchester) и Пиллинга (Henry Pilling, Glenderwyn). Насколько известно автору, в самых крупных конструкциях диаметр цилиндра доходит в настоящее время

до 1500 *мм* при соответствующем наибольшем давлении на поршень около 500 000 *кг* *).

На фиг. 1 табл. 62 изображен поршень большого двухтактного газового двигателя завода б. бр. Клейн. Как и в прямоточной паровой машине (см. стр. 340), на поршень здесь возложена еще и другая задача — служить органом распределения, регулирующим выпуск продуктов сгорания из цилиндра. К затруднениям, указанным на стр. 340 и сл., здесь присоединяются еще только что упомянутые требования рационального устройства охлаждения, выполнение которых, по мере того, как длина поршня возрастает, становится все более трудным; этому способствует и увеличение масс, совершающих возвратно-поступательное движение за счет содержащейся в поршне охлаждающей воды. Поэтому, вместо одного длинного поршня, упомянутый завод применяет два отдельных поршневых тела возможно малой длины. Кольцевая канавка, проточенная впереди поршневых колец, имеет целью разгрузить поршень от одностороннего давления газов на лежащую перед кольцами поверхность (см. стр. 340) и вместе с тем до известной степени тормозить (мять) горячие газы для предохранения первого кольца.

На фиг. 2 табл. 64 изображен ступенчатый поршень трехступенчатого компрессора с часовой производительностью в 32 *м* свободного (всосанного) воздуха для конечного давления в 200 *атм*, и 300 *об/мин*, постройки завода Эслинген. Чугунные поршни среднего и низкого давления сделаны в виде одного целого. Уплотнение достигается пятью чугунными пружинящими кольцами на каждом из них. Поршень высокого давления представляет собой стальной стержень, ввинченный в часть низкого давления главного поршня и снабженный для уплотнения 12 пружинящими чугунными кольцами, которые заложены в 12 чугунных кольцодержателей. Кольца и держатели удерживаются на месте стальной гайкой [1]).

3. Поршни без набивки.

а. *Пришлифованные (притертые) поршни.*

На фиг. 12 табл. 54 изображен пришлифованный (притертый) поршень одного из двух насосов простого действия ручной пожарной машины [2]). Посредине цилиндрической поверхности поршня, сделанного из бронзы и движущегося внутри бронзового же цилиндра, проточена канавка для распределения смазки и удаления грязи. Примыкающие к торцам части рабочей поверхности поршня должны составлять со стенками цилиндра острые углы. Это необходимо для того, чтобы поршень соскабливал находящуюся на этих стенках грязь, предупреждая, таким образом, попадание ее между пригнанными поверхностями цилиндра и поршня. Длительность сохранения плотности пригонки таких воздухонепроницаемых пришлифованных поршней, при хорошем выполнении и выборе надлежащего материала, составляет от четырех

*) Устройство для охлаждения дна поршня циркулирующим маслом в судовых дизелях завода Фиат см. G. Supino, „Motori Diesel“ (Milano, 1912), стр. 99. *[Ред.].*

[1]) Дальнейшие подробности о поршнях и т. д. см. в неоднократно упомянутой выше работе Фолька и Эккардта (выноска на стр. 324), где описано большое число различных конструкций поршней.

[2]) Подробнее о таких поршнях и их деталях см. работу автора „Die Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart, особенно — стр. 59 и сл.

до пяти лет, даже в условиях городской работы, где насосами пользуются часто. После этого срока требуется ремонт, который может заключаться либо в посадке манжеты, как это показано на фиг. 13 табл. 54, либо в изготовлении нового поршня, который должен быть затем пришлифован по месту.

На фиг. 2 табл. 58 изображен пришлифованный поршень, сконструированный автором еще в 1875 г. для паровых пожарных насосов. Из рассмотрения этой конструкции ясно, что, когда наступит износ, в поршень можно заложить кожаные манжеты, как это показано на чертеже пунктиром. В новом поршне место фланцев манжет занимает деревянная шайба.

Преимущество такого пришлифованного поршня заключается в малом трении и в надежности действия уплотнения, пока не наступил сильный износ (притом даже в тех случаях, когда насос месяцами не работал и оставался сухим при высокой летней температуре).

В прежнее время эти поршни изготовляли следующим образом. Точно и чисто расточенный цилиндр из бронзы сначала расшлифовывали регулирующимся по диаметру поршнем (см. фиг. 1 табл. 58), винтообразно подавая его взад и вперед. Только после этого производили притирку насосного поршня, применяя для этой операции, кроме масла, тонкую стеклянную муку, свободную от мелких зерен.

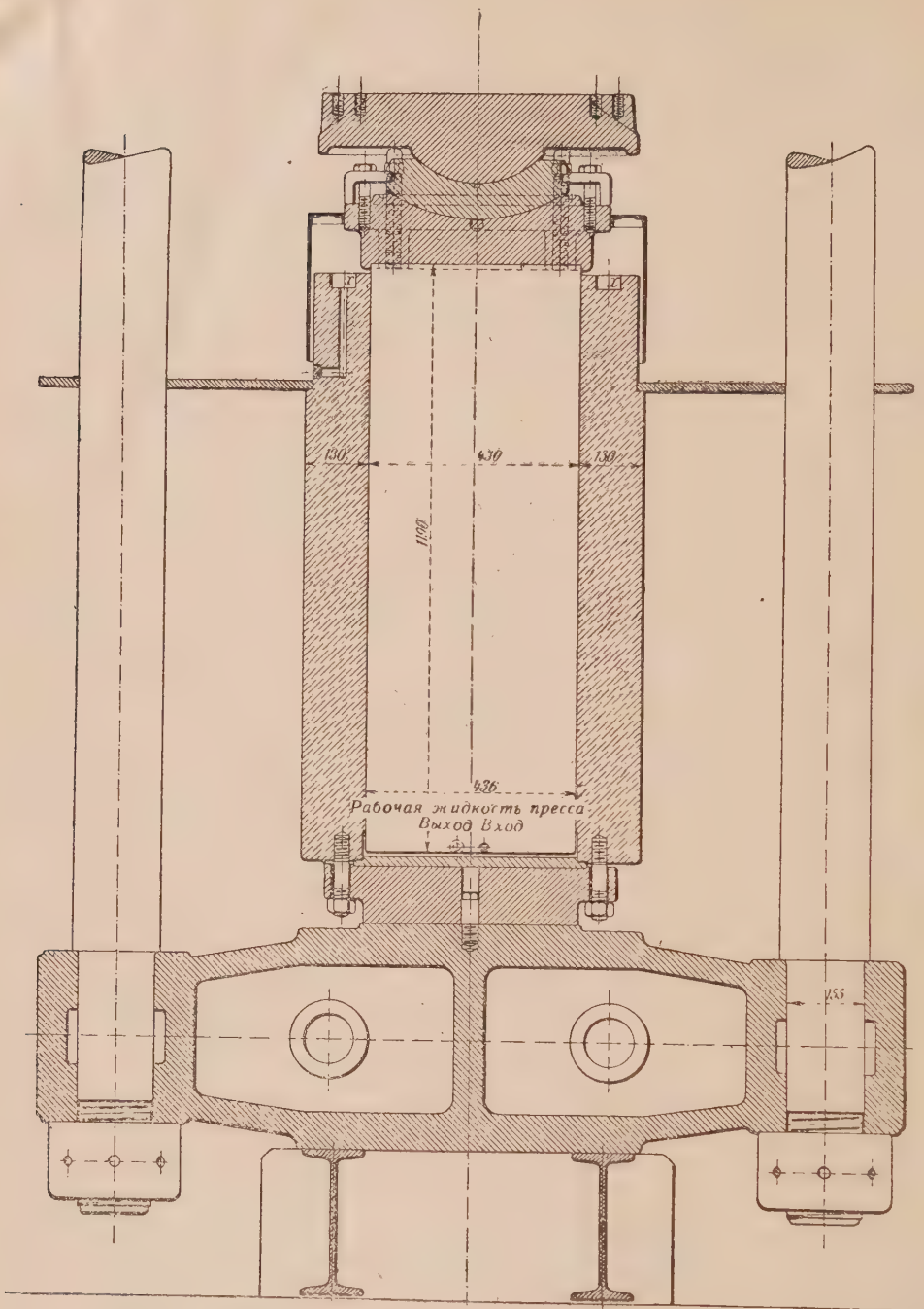
Если цилиндр, при малой толщине стенок, предназначается для высокого рабочего давления, то рекомендуется перед расшлифовкой оставить его, примерно, под двойным давлением в течение более или менее продолжительного времени. В результате этого предел упругости передвинется вверх, что́ при бронзе вполне уместно, и будет обеспечена на будущее время необходимая плотность.

Понятно, что изготовление воздухонепроницаемых пришлифованных поршней по силам не всякому заводу. Для этой работы нужны люди, специализировавшиеся на ней. Это обстоятельство, вероятно, и повело к тому, что в технической литературе о пришлифованных поршнях почти не упоминается, несмотря на то, что они известны давно и применяются тысячами, если даже не принимать в расчет поршеньков индикаторов.

С усовершенствованием станков по металлу явилась возможность обрабатывать на станках для круглого шлифования отдельно внутреннюю поверхность цилиндра и поверхность поршня. Этот способ обработки обеспечивает значительно лучшее приближение к идеально круглой форме. Кроме того, разность обоих диаметров может быть сделана при этом меньше той величины, которая при других способах шлифовки является неизбежным результатом наличия шлифовального материала между обеими упомянутыми поверхностями.

Фирма Амслер и К° (A. J. Amsler & Co., Schaffhausen) применяет пришлифованные поршни в изготовляемых ею машинах для испытания материалов. На фиг. 768 изображен самый большой из изготовленных ею до настоящего времени поршней, предназначенный для машины Института для испытания материалов (Materialprüfungsanstalt) при Высшем Техническом Училище в Штуттгарте, рассчитанной на усилия, примерно, до 500 000 *кг*. Такой цилиндр во время работы не должен испытывать никаких деформаций, которые могли бы повлиять на его плотность или вызвать сопротивление трения, как это, например, может иметь место, если крышка, закрывающая нагнетательное пространство, прикреплена к цилиндру на фланце, и стенка, работающая вследствие этого на изгиб,

Фиг. 768.



не сделана исключительно толстой. Поэтому в настоящем случае аксиальное давление через плиту, на которую опирается дно цилиндра, и поперечину передается на боковые стержни (штанги) и уравновешивается в них [1]). Масло, просачивающееся

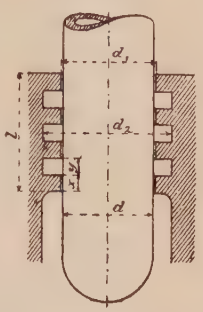
[1]) Цилиндру, таким образом, не приходится воспринимать аксиальное усилие в 500 000 *кг*. Вследствие этого отпадают не только упомянутые выше напряжения изгиба, но также и растя-

между поршнем и стенками цилиндра, собирается в канавке x и отводится влево. Его количество возрастает с увеличением давления и при высоких значениях последнего может стать весьма значительным, так как количество вытекающего масла увеличивается с удельным давлением, а увеличение внутреннего диаметра цилиндра (вызываемое давлением при наличии упругости материала) по сравнению с диаметром поршня в нижней части цилиндра (кверху удельное давление быстро убывает) не может быть устранено *).

b. *Поршни с лабиринтной набивкой.*

На фиг. 769 изображен плунжер, цилиндр которого снабжен так наз. лабиринтной набивкой (лабиринтным уплотнением, лабиринтом). Принцип действия этого устройства можно представить себе следующим образом. Заключенная в цилиндре жидкость, находящаяся в нем под напором, напр., в h метров водяного столба, прежде всего попадает в узкую кольцевую щель сечением $0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)$, испытывая при этом одностороннее сжатие струи. Пройдя эту щель длиною x, жидкость попадает в первую канавку значительно большего поперечного сечения $0{,}25\,\pi\,(d_2^2 - d^2)$, заполняет ее, испытывает при этом неупругий удар и вследствие этого теряет почти всю свою живую силу. При входе в следующую кольцевую щель сечением $0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)$ жидкость должна снова получить ускорение, и т. д. Если это представление о схеме явления соответствует действительности, то способ действия лабиринтной набивки сводится к тому, что канавки вызывают уменьшение количества протекающей через кольцевую щель $0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)$ жидкости

Фиг. 769.



$$V = \mu\, 0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\sqrt{2\,g\,h},$$

при чем коэффициент истечения μ, определяемый коэффициентами сжатия и сопротивления, будет тем меньше, чем больше число канавок лабиринта [1]).

Такой эффект канавок возможен при том условии, что поток жидкости, выходящий из щели $0{,}25\,\pi\,(d_2^2 - d^2)$, действительно заполняет представляющееся ему большее поперечное сечение $0{,}25\,\pi\,(d_2^2 - d^2)$. Очевидно, однако, что нет такой причины, которая заставила бы тонкий слой жидкости, толщиною в $0{,}5\,(d_1 - d)$, „протискивающийся“ между поршнем и поверхностью цилиндра, заполнить все поперечное сечение канавки и при этом испытать неупругий удар: чтобы убедиться

гивающие напряжения, обычно действующие в направлении оси цилиндра. В ур. (145), том I, стр. 59, эти растягивающие напряжения учтены. Если их нет, то, вместо указанного уравнения для определения толщины стенок следует пользоваться зависимостью:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}7\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}}\,.$$

*) Поршни без набивки — с баббитовой оболочкой — применяются иногда в насосах для совершенно чистых жидкостей, особенно при вертикальных цилиндрах, если перекос поршня исключен. См. по этому поводу Дамэ, „Поршневые насосы“ (СПБ, 1910), стр. 186, фиг. 168. [*Ред.*].

[1]) Подробнее об этом способе представления и расчета см., напр., Grashof, „Theoretische Maschinenlehre“, том I, стр. 473 до 476.

в этом, достаточно взглянуть на фиг. 769. Напротив, поток воды будет стремиться сохранить свое направление, т.-е. избежать изменения своего поперечного сечения. Поэтому, чтобы иметь право вести расчет так, как это указано выше и как его обычно и производят, недостаточно только устроить канавки, но необходимо еще по меньшей мере побудить поток жидкости заполнять предоставляемое ему большее поперечное сечение [1]).

Этим объясняется, что при прочих равных условиях, т.-е. при тех же значениях d и d_1, поршень с лабиринтной набивкой дает бо́льшую потерю жидкости, чем при отсутствии канавок, как это было установлено автором еще в 1875 г. [2]).

Без канавок количество утекающей жидкости составляло бы

$$V_1 = \mu_1 0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\,\sqrt{2gh}.$$

Здесь значение коэффициента μ_1, помимо сжатия струи при входе в кольцевую щель, зависит и от сопротивления, встречаемого жидкостью на ее пути длиною l. При этом V_1 только в том случае могло бы получиться больше V, если бы μ_1 было больше μ, т.-е., если бы сопротивление трения жидкости о поверхности металла площадью $\pi\,(d_1 + d)\,l$ было меньше сопротивления при той картине явления, которая соответствует фиг. 769. В действительности же имеет место обратное [3]). Поэтому так называемая лабиринтная набивка в том виде, в каком она была описана выше, должна считаться средством, не достигающим цели. Само собой разумеется, что это суждение не может быть распространено без оговорок на такие случаи, когда канавки заполнены более или менее консистентным смазочным материалом и, вообще, веществом, более плотным, чем жидкость, в отношении которой требуется уплотнение (ср. стр. 379 и 380).

Относительно применения лабиринтной набивки в поршневых паровых машинах и паровых турбинах см. ниже, раздел C, „Сальники“ *).

4. Тело поршня.

Помимо набивки, полного внимания конструктора заслуживает еще тело поршня и способы его скрепления с поршневым штоком.

---

[1]) Это условие соблюдено в лабиринтных набивках более поздних конструкций. Ср. напр., лабиринт для воды согласно герм. пат. № 164 915 от 20/XII 1904 г. завода б. Шварцкопф (Berliner Maschinenbau A.-G., vorm. L. Schwarzkopff, Berlin), а также статью Беккера (E. Becker), „Über Strömungsvorgänge in ringförmigen Spalten“, в Z. d. V. d. I., 1907, стр. 1133 и сл. [и M. ü. F., Heft 48, 1907. *Ред.*].

[2]) См. статью автора: „Ein üblicher Fehler bei gewissen hydraulischen Rechnungen“ в Z. d. V. d. I., 1891, стр. 474 и сл.

[3]) Здесь имеет значение еще то обстоятельство, что поток жидкости (образующий тонкостенный цилиндр), протекая через канавки, скользит своей наружной поверхностью уже не по металлу, а по водяной массе, которая находится в канавке, и что трение воды о воду меньше трения ее о поверхность металла, как бы тщательно последняя ни была отполирована. Это было установлено автором при произведенном им исследовании вентилей („Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand“, Berlin, 1884).

*) Обстоятельные исследования лабиринтной набивки были произведены Юстом (K. Just). См. его диссертацию: „Uber Labyrinthdichtungen für Wasser“ (Darmstadt, 1909) и ряд статей в D. P. J. за 1911 г. См. также Rötscher, том I (1927), стр. 523 — 528. [*Ред.*].

В тех случаях, когда химические воздействия, резкие колебания (толчки) действующих сил и необходимость возможного облегчения веса не заставляют искать иного решения, тело поршня делают из чугуна. Из бронзы или подобных ей сплавов поршни обычно делают лишь в тех случаях, когда они должны быть пришлифованы, т.-е. когда их поверхность служит средством уплотнения, при чем она должна и в дальнейшем оставаться в возможно лучшем состоянии; кроме того— тогда, когда рабочая жидкость слишком разъедает чугун, либо когда размеры поршня, особенности конструкции и т. п. заставляют предпочесть в качестве материала бронзу. Сталь и железо применяют лишь в тех случаях, когда движущиеся части должны быть сделаны возможно легкими, или же когда характер действия сил требует применения ковкого материала. В последнее время для изготовления поршней автомобильных и авиационных двигателей все шире применяют так наз. легкие сплавы, по большей части представляющие собой сплавы алюминия и магния с медью *). (См. работу Беккера, указанную в выноске 1 на стр. 342).

При конструировании чугунных поршней форму их нужно выбирать с таким расчетом, чтобы литейные напряжения не могли достигать опасной величины. В случае стального литья, которое должно обладать вязкостью, точно так же следует избегать литейных напряжений и, если это требуется, устранять их продолжительным отжигом. На это надлежит обращать особое внимание при изготовлении длинных цельных поршней прямоточных паровых машин (фиг. 759) и двухтактных двигателей внутреннего сгорания, тем более, что эти поршни подвержены, кроме того, переменным напряжениям, возникающим во время их работы вследствие колебаний температуры.

Ребер следует по возможности избегать (ср. стр. 347). Сравнение поршня более старой конструкции, по фиг. 760 до 762, с более новым, фиг. 763 до 767, свидетельствует об улучшениях, достигнутых в этом отношении. Поршень дизеля по фиг. 1 табл. 81 на несущей части поверхности скольжения свободен от ребер и имеет их только в верхней части — для улучшения отвода тепла.

---

*) Применением для указанной цели легких сплавов достигается уменьшение влияния сил инерции движущихся масс, лучший отвод тепла и уменьшение потерь на трение в цилиндре, так как коэффициент трения для этих сплавов меньше, чем для чугуна. Как показал опыт, замена чугунных поршней алюминиевыми дает, при прочих равных условиях, увеличение мощности двигателя примерно на 5% и соответственное уменьшение расхода топлива. Во многих случаях трущуюся поверхность поршня уменьшают посредством удаления части его боковых стенок (двигатели Роллс-Ройс, Рикардо и др.).

Из алюминиевых сплавов для изготовления поршней применяют чаще всего алюминий с содержанием Cu = 15% (германский нормальный сплав для поршней), 12% (в Англии) или 9 до 11% (американский сплав) и небольшой присадкой Zn (0,5 до 1,2%), Ni (до 2%), и пр. Встречаются, впрочем, поршни и из сплавов другого типа: напр., в двигателе Бенц поршень сделан из алюминиевого сплава с сод. Cu = 6%, Zn = 12%, Fe = 1,5%, Si = 0,3%. Штампованные поршни изготовляются не из Al-Cu сплавов, а из сплава Al с высоким содержанием Zn (до 14%). См. W. v. Selve, Forsch.-Arb., Sonderreihe M., Heft 2.

Об алюминиевых поршнях для дизелей см. Камилло Кернер, „Конструирование дизелей“ (Ленинград, 1928), вып. I, а также Engineer, 1924, стр. 517, и G. D. Welty, „Light-Alloy Pistons“, Journ. of the Soc. of Automobile Engineers, 1928, August, стр. 146 и сл.

Поршни из электрона содержат нормально Mg = 91%, Cu = 8%. Они могут быть сделаны значительно легче алюминиевых, но, повидимому, не обладают достаточной стойкостью по отношению к действию высоких температур. [*Ред.*].

У цельных поршней с двойными стенками шишки приходится удалять через отверстия, устраиваемые для этой цели чаще всего в лобовых стенках. Последние возле отверстий надлежит усиливать, а самые отверстия — надежно закрывать. На фиг. 2 табл. 53 показаны применяемые для этого нарезанные пробки, после установки расклепываемые*); на фиг. 5 табл. 53 — коническая затычка с предохранительным винтом; на фиг. 6 табл. 53 и на табл. 78 — выпуклая шайба, которую в таком виде ставят на место и затем расколачивают молотком, при чем она принимает плоскую форму, раздается в стороны и дает таким образом напряженное соединение.

Если ослабление торцевых стенок, вызываемое шишечными отверстиями, внушает опасения, то либо располагают эти отверстия на цилиндрической поверхности поршня, либо соединяют отдельные шишки посредством выемок в ступице (фиг. 1 табл. 55), либо, наконец, делают поршень разъемным, к чему могут побудить и другие причины, как это было указано на стр. 332. В последнем случае применяют (при высоких температурах) винты и гайки из бронзы или дельта-металла, чтобы они не могли приржаветь или пригореть, или же, в интересах дешевизны, ограничиваются тем, что покрывают железную резьбу смесью графита с водой.

Равным образом, следует принимать меры к тому, чтобы разборку тела поршня, когда она бывает необходима для осмотра или регулирования набивки, можно было производить без вреда для рабочих поверхностей уплотнения. Обычно эти чугунные части при высоких температурах крепко „спекаются“ между собой. В подобных случаях может быть уместно устройство отжимных винтов (вроде тех, которыми пользуются для того, чтобы снимать крышки цилиндров, золотниковых коробок и пр.) или, по крайней мере, устройство резьбы для таких винтов. Ср. замечания по поводу фиг. 750 и 751 на стр. 333.

Все гайки и шайбы должны быть каким-либо простым способом предохранены от самоотвинчивания.

В тех случаях, когда вредные пространства и поверхности, через которые происходит теплообмен между паром и соответствующими массами цилиндра и поршня, должны быть по возможности уменьшены [1]), следует избегать выступающих головок винтов и гаек, поршни, отлитые открытыми, закрывать и вообще выбирать конструкцию и форму, соответствующие указанному требованию.

Если вес поршня и соответствующей части поршневого штока передается на поверхность соприкосновения поршня с цилиндром, а не на особые, расположенные снаружи направляющие, как на фиг. 1 табл. 55 или на фиг. 770, стр. 362, то в целях уменьшения удельного давления между зеркалом цилиндра и поршнем последний следует делать соответственно высоким (см., напр., фиг. 2 табл. 53) или же снабжать его башмаком (ср. фиг. 1 табл. 60, фиг. 1 табл. 62 и табл. 78).

Если при этом поршень предназначается для быстроходной машины, то для устранения одностороннего действия движущихся масс (ср. абзац 2 на стр. 355) устраивают башмак и сверху. Сообразно с формой башмака, днище и крышку цилиндра снабжают, если это требуется, соответствующими выемками.

---

*) Во избежание вредных последствий различного теплового расширения чугуна и материала пробки, последние часто делают также из чугуна (на резьбе). [*Ред.*].

[1]) См. по этому поводу работу Гейнриха, упомянутую в выноске на стр. 339.

Для того, чтобы тело поршня не защемлялось в цилиндре, поршень обрабатывают так, что он опирается на зеркало только нижней четвертью или, самое большее, третью своей окружности, а сверху между ним и стенкой цилиндра оставляют маленький зазор; с этой целью поршень либо эксцентрично обтачивают (ср. фиг. 2 табл. 53), либо путем обточки же уменьшают его радиус в верхней части на протяжении $^3/_4$, соотв. $^2/_3$ окружности (табл. 78). Более простой и точно так же удовлетворительный способ заключается в том, что поршень обтачивают, как круговой цилиндр, придавая ему диаметр на 0,1 до 0,2% меньше диаметра рабочего цилиндра. Этим учитывается различие деформаций поршня и цилиндра машины. Величину зазора принимают в зависимости от ожидаемой разности их температур*). При этом надлежит обращать внимание на деформацию цилиндра, обусловленную его нагреванием. Удельное давление, допускаемое для поверхности соприкосновения поршня со стенками цилиндра, не должно превосходить той величины, которая допускается между поверхностями соприкосновения крейцкопфа и его направляющих (см. ниже). Осторожные конструктора применяют даже значительно низшие удельные давления: встречаются конструкции, в которых это давление не превышает 0,5 *кг/см*^{2} (ср. стр. 342 и сл.). Не следует забывать и о том, что иногда удельное давление вызывается не только собственным весом поршня (и части штока), но и односторонним давлением пара или газа (см. стр. 339).

Если масса поршня распределена так, что центр тяжести его лежит вне оси, то при более или менее высоком числе оборотов силы инерции, вызываемые попеременным ускорением и замедлением, оказывают на трение поршня о стенку цилиндра вредное влияние, аналогичное рассмотренному ниже влиянию одностороннего распределения масс в крейцкопфах.

В случаях этого рода, а также тогда, когда толщина штока определяется в зависимости от наибольшего допускаемого прогиба, следует стремиться к возможному уменьшению весов поршня и штока; в результате этого нередко приходится обращаться к поршням из ковкого материала (железа) или вязкого стального литья.

Такие поршни не должны истирать зеркало цилиндра и поэтому, если их не поддерживает шток, они должны быть снабжены чугунной или бронзовой рубашкой, ободами или башмаками, или же их должны поддерживать поршневые кольца, которые в этом случае делают соответственно более широкими. Чтобы в случае износа последних тело поршня не начало все-таки соприкасаться со стенками цилиндра, обода или башмаки следует снабжать приспособлениями для регулировки (накладки или нажимные винты).

Укрепление поршня на штоке должно представлять собой напряженное соединение как в направлении оси, так и в перпендикулярном к нему. Поэтому оно должно быть выполнено с соблюдением основных принципов, указанных в томе I, стр. 214 и сл., а именно: взаимной пригонкой конических поверхностей, если требуется обеспечить возможность разбирать соединение без разрушения деталей; тугой пригонкой или горячей посадкой цилиндрических поверхностей, если только что указанное обстоятельство значения не имеет. Напряженность разъемных соединений

*) Определение величины зазора для того случая, когда металлы поршня и цилиндра различны, см. A. W. Judge, „Automobile and Aircraft Engines in Theory and Experiment“ (London, 1921), стр. 268. [*Ред.*].

достигается, большей частью, с помощью резьбы, реже — клином. Необходимое для укрепления поршня утолщение штока будет меньше или может совсем отпасть, если притягивать поршень к стальному кольцу, пригнанному по цилиндрической или конической поверхности; ср. фиг. 759, стр. 340, а также фиг. 7 табл. 53 и фиг. 1 табл. 60. Как показывает большая часть изображенных конструкций, сохранение поршнем постоянного положения относительно штока обеспечивается при помощи соответствующих средств (выступы, призонные штифты).

Следует отметить, что короткий конический бунт (ср., напр., фиг. 1 табл. 55 или фиг. 1 табл. 62), который при непосредственном соединении штока с телом поршня обычно предпочитают цилиндрическому пояску по фиг. 7 табл. 53, один, т.-е. без других поверхностей пригонки, еще не дает гарантии в том, что ось поршня и шток будут параллельны. При выборе формы и размеров ступицы следует принимать во внимание разрывающее действие конуса.

Конус штока иногда сидит в теле поршня настолько крепко, что приходится прибегать к особым мерам, чтобы освободить его. Для этой цели вставляют, например, при сквозных поршневых штоках точно пригнанную по длине толстостенную трубу между поршнем и крейцкопфом и затем эту трубу нагревают. При несквозном штоке и в случае конструкции по фиг. 3 табл. 54, в целях облегчения разборки, ступицу снабжают наружной резьбой, на которую при разборке навинчивают колпачок с отжимным винтом.

Обыкновение очень туго затягивать гайку, с силой, значительно превосходящей рабочее напряжение (для этого ударяют по ключу боевым молотом, либо удлиняют ключ, надевая на него стальную трубу, или же применяют трещетку с большим передаточным отношением), находит известное оправдание в возможности различного теплового расширения ступицы поршня и штока, в наличии динамических эффектов, по большей части не поддающихся расчету, и в трудности постоянного надзора за соединением.

По этим причинам можно рекомендовать при расчете, если он производится на основе одного только наибольшего статического рабочего давления, назначать пониженные допускаемые напряжения и для поршней двойного действия приблизительно принимать:

напряжение тела винта на растяжение . . . . . $k_z \leqq 300$ *кг/см²*,
удельное давление в витках резьбы . . . . . $k \leqq 150$ *кг/см²*,
удельное давление на проекции поверхности соприкосновения ступицы со штоком, соответств. стальным кольцом, для чугунного поршня . . . . . $k \leqq 400$ *кг/см²*,
удельное давление на проекции поверхности соприкосновения ступицы со штоком, соответств. стальным кольцом, для стального литого поршня . . . . . $k \leqq 600$ *кг/см²*.

При этом в отношении подверженных большим усилиям соединений крупных машин необходимо обращать очень большое внимание на тщательность изготовления: на постепенность переходов, достаточную плавность закруглений, на возможно более точную пригонку всех поверхностей, передающих усилия, на чистую обработку дна впадин резьбы и другие опасные пункты. С этой точки зрения из двух основных систем нарезки крепежных винтов резьбу Витворта, в виду большего закругле-

ния ее впадин между витками [1]), следует предпочесть метрической резьбе (см. том I, стр. 185 и сл.). Еще благоприятнее резьба с закругленным дном впадин по фиг. 122, том I, стр. 199. В этом же смысле надлежит оценивать и предложение Германского Комитета по Стандартизации применять для подобных целей трапецевидную нарезку с закруглением, радиусом в 0,25 *мм*, соотв. 0,5 *мм* (проект стандарта DIN 378 и 379).

Стремление предохранить поршневые гайки от самоотвинчивания как можно надежнее заводит иногда настолько далеко, что соединение уже не удается разобрать без разрушения отдельных частей. Так, например, паровозные поршни иногда сажают на слегка коническую резьбу и расклепывают конец штока. Закрепление гайки, особенно рекомендуемое для паровых молотов, заключается в том, что круглую гайку, снабженную для затяжки радиальными отверстиями, в одном месте разрезают, затягивают ее и затем на разрезанную гайку надевают раскаленное до-красна кольцо. Впрочем, в этом случае часто предпочитают изготовлять поршень и шток за одно целое.

При расчете дисковых поршней следует исходить, вообще говоря, из изгибающего момента (ср. начало Отдела седьмого, А, „Цилиндры"), имея при этом в виду недопустимость таких деформаций, которые могли бы затруднить игру поршневых колец в радиальном направлении. Равным образом, деформации не должны приводить к защемлению поршня между стенками цилиндра [2]). Иногда приходится учитывать также одностороннее действие сил, упомянутое выше.

Расчет полых плунжеров, подобных, напр., изображенному на фиг. 5 табл. 51, при высоких давлениях производится по ур. (148), том I, стр. 60,

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1{,}7 p_a}},$$

где

r_a наружный радиус поршня в *см*,

r_i внутренний „ „ в *см*,

---

[1]) Ср. нормы DIN 239 и 240 для мелкой резьбы Витворта и 241, 242, 243 — для метрической мелкой резьбы [или также ОСТ 271—273. *Ред.*].

[2]) Теоретические основания для расчета тела поршней в настоящее время, в общем, еще весьма неудовлетворительны, особенно в отношении поршней специальной формы. Для расширения наших знаний в этой области автор произвел ряд испытаний дисковых поршней, о чем сообщено в Z. d. V. d. I., 1906, стр. 366 и сл., а также в M. ü. F., Heft 31, 1906. См. также работу Пфлейдерера (Pfleiderer), „Die Berechnung der Scheibenkolben", M. ü. F., Heft 97 1911, и поправки и дополнения к ней Энслина (Ensslin), Z. d. V. d. I., 1911, стр. 830 и сл. Чтобы создать надежные основы для расчета, необходимы дальнейшие опыты.

К этому следует добавить еще, что в большинстве случаев поршни во время работы подвержены действию более или менее высоких температур и температурных колебаний и что, в зависимости от сложности формы литых поршней, литейные напряжения в них могут оказывать большее или меньшее влияние на величину напряжений, имеющих место в материале поршней во время их работы.

Иногда при выборе размеров решающее значение имеют не напряжения материала, а ожидаемая деформация.

[См. также ряд статей Энслина в D. P. J. за 1904 г. („Studien über Beanspruchungen und Formänderungen kreisförmiger Platten") и 1907 г. („Beanspruchung eines ebenen Scheibenkolbens mit zwei Böden und ohne Rippen", стр. 577 и сл.) и Годрона (Godron) в Revue mécanique за 1903 г. (том 12, стр. 438 и 529, том 13, стр. 331 и 441), 1904 г. (том 14, стр. 317, том 15, стр. 238 и 439) и 1905 г. (том 16, стр. 517) *Ред.*].

k допускаемое напряжение материала на сжатие,

p_a наружное избыточное давление в *ати*.

Возможность смещения шишки учитывается добавлением к расчетному значению r_a, примерно, от 2 до 5 *мм*, в зависимости от величины диаметра.

Если производственные соображения или необходимость достаточно энергичного отвода тепла требуют толщины стенок большей, чем получается по расчету (так бывает, например, обычно с открытыми поршнями двигателей внутреннего сгорания), то решающую роль играют, конечно, именно эти соображения. Относительно первых из них соответствующие пояснения даны в главах „Трубы“ и „Цилиндры“, в отношении последних необходимо обращаться к данным опыта в соответствующей специальной области.

II. Поршневые штоки.

Поршневым штоком (поршневым стержнем, скалкой) называют ту машинную часть, которая передает воспринимаемое поршнем от жидкости усилие и движение от поршня другим частям машины, или же передает на поршень то давление и движение, которое поршень должен сообщать жидкости.

Нормальный поршневой шток имеет круглое поперечное сечение. У больших горизонтальных воздуходувок и больших газовых двигателей поперечное сечение поршневого штока нередко бывает кольцеобразным. В качестве материала, пригодного для изготовления поршневых штоков, первое место принадлежит литой стали (применяемой, из-за чистоты и чрезвычайной гладкости поверхности, также и в тех случаях, когда действующие усилия требуют и менее прочного материала), за ней следуют литое железо, сварочное железо, чугун (только в виде исключений) и стальное литье *). Возрастающее распространение сальников с различного рода металлической набивкой (см. стр. 378 и сл.) вызывает применение для штоков все более твердых материалов с целью по возможности уменьшить их износ. Поскольку в этом случае „твердость на изнашивание“ считают равнозначащей твердости, определенной способом шариковой пробы [1]), повышение этой твердости связано с применением материала более высокой прочности на разрыв (том I, стр. 21), а этому обычно сопутствует уменьшение вязкости (том I, стр. 71). При этом следует допускать не слишком высокую величину напряжения, имея в виду динамическую нагрузку штока в местах его укрепления в поршне и в крейцкопфе.

Поршневые штоки могут испытывать напряжение: на простое растяжение, на простое сжатие, на простое растяжение и сжатие, на продольный изгиб, на поперечный изгиб.

---

*) В виде исключений, можно встретить штоки из бронзы и даже латунные (при очень малых нагрузках поршня). [*Ред.*].

[1]) Эта точка зрения может привести к ошибкам, как это видно из работы Занитера (H. Saniter), „Härteprüfung und Widerstand gegen mechanische Abnützung“, материалы 6-го конгресса (Нью-Йорк, 1912) Международного Союза по Испытанию Технических Материалов. Новые машины для измерения сопротивления износу построили Бринелль, Z. d. V. d. I., 1922, стр. 344, и Амслер и К°, см. там же, стр. 376 и сл.

По поводу первых трех видов напряжения особые замечания излишни. При продольном изгибе, согласно ур. (50), том I, стр. 39, для несквозных штоков (поршень укреплен на конце штока) получается выражение

$$P = \frac{\pi}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}.$$

Здесь обозначают:

P силу, воспринимаемую штоком от поршня или — наоборот — передаевамую им на поршень,

Θ момент инерции поперечного сечения штока,

l длину штока, измеренную от средней плоскости поршня до места укрепления в крейцкопфе, кроме особых случаев, когда приходится брать длину до цапфы крейцкопфа,

α коэффициент удлинения материала штока,

$\mathfrak{S}$ коэффициент, значение которого должно быть выбрано в зависимости от условий работы штока в каждом отдельном случае (так наз. коэффициент безопасности, ср. E. u. F., § 25).

Для вертикальных машин, а также и для тех горизонтальных, в которых не играет существенной роли трение, вызываемое действующим вниз весом поршня и приложенное эксцентрично к поршневому штоку, можно принимать

$\mathfrak{S}$ = 8 до 11, если нагрузка колеблется между 0 и P,
$\mathfrak{S}$ = 15 до 22, „ „ „ „ $+P$ и $-P$.

(Относительно выбора $\mathfrak{S}$ см. также замечания в Отделе шестом, C II, 1, в известной части действительные и здесь).

Различия между отдельными видами уплотнений делать не приходится, если диаметр тела поршня весьма мало отличается от диаметра цилиндра. Последнее необходимо, так как иначе не будет соблюдена предпосылка расчета по указанной формуле, заключающаяся в том, что оба конца штока остаются все время на одной прямой (оси цилиндра), в остальном же обладают свободной подвижностью (ни тот, ни другой конец поршневого штока не закреплены настолько жестко, чтобы шток можно было рассматривать как брус с неподвижно заделанным концом, ср. E. u. F., § 53) *). Кроме того, следует

*) Второе условие применимости формулы Эйлера для расчета несквозного поршневого штока заключается в том, чтобы он не выходил из области упругого продольного изгиба. Следует заметить, что это условие очень часто не соблюдается. В подобных случаях вместо ур. (50) следует пользоваться для расчета эмпирической формулой Тетмайера, которая часто дает коэффициент безопасности значительно меньший, нежели ур. (50). Как известно, эта формула имеет вид

$$K_k = K\left[1 - c_1 \frac{l}{\rho} + c_2 \left(\frac{l}{\rho}\right)^2\right],$$

где

K_k разрушающее напряжение на продольный изгиб, в *кг/см²*,

l длина стержня в *см*,

$\rho = \sqrt{\frac{\Theta}{f}}$ (f площадь поперечного сечения стержня) радиус инерции в *см*, составляющий для кругового сечения

$$\rho = \sqrt{\frac{\pi d^4}{64 \frac{\pi}{4} d^2}} = \frac{d}{4},$$

помнить, что, если поршень имеет боковую игру, то это может повести к нарушениям в работе.

Поршневые штоки, в которых изменение направления силы связано с ударами или толчками, нужно рассчитывать, вводя для $\mathfrak{S}$ более высокие значения.

Для сплошного круглого сечения диаметром d последняя формула принимает вид

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\pi d^4}{64 l^2} = \frac{1}{2\mathfrak{S}\alpha} \frac{d^4}{l^2}, \qquad (515)$$

для кольцевого сечения с диаметрами d и d_o

$$P = \frac{1}{2\mathfrak{S}\alpha} \frac{d^4 - d_o^4}{l^2}. \qquad (516)$$

При $\alpha = \frac{1}{2\,200\,000}$ ур. (515) для $d = 1$ *см* и $l = 100$ *см* дает:

а. при $\mathfrak{S} = 11$

$$P_o = \frac{1}{2 \cdot 11} 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 10 \text{ кг},$$

b. при $\mathfrak{S} = 22$

$$P_o = \frac{1}{2 \cdot 22} 2\,200\,000 \frac{1^4}{100^2} = 5 \text{ кг}.$$

Это значит, что стержень диаметром 1 *см* и длиной 1 *м* можно подвергнуть нагрузке $P_o = 10$ *кг*, соответственно, 5 *кг*. Следовательно, можно написать в общей форме

$$P = P_o \frac{d^4}{l^2} \quad \text{или} \quad d = \sqrt[4]{\frac{P}{P_o} l^2}, \qquad (517)$$

где значение l должно быть подставлено в метрах.

для кольцевого

$$\rho = \sqrt{\frac{\pi (d^4 - d_o^4)}{64 \frac{\pi}{4} (d^2 - d_o^2)}} = \frac{\sqrt{d^2 + d_o^2}}{4},$$

K, c_1 и c_2 — эмпирические коэффициенты, значения которых указаны в следующей табличке:

	K	c_1	c_2
Литая сталь	3350	0,00185	0
Литое железо	3100	0,00368	0
Чугун	7760	0,01546	0,00007
Никкелевая сталь с сод. Ni $< 5\%$.	4700	0,00490	0

Допускаемая нагрузка штока при коэффициенте безопасности $\mathfrak{S}$ составляет по формуле Тетмайера

$$P = \frac{K_k \cdot f}{\mathfrak{S}} = \frac{Kf}{\mathfrak{S}} \left[1 - c_1 \frac{l}{\rho} + c^2 \left(\frac{l}{\rho}\right)^2\right].$$

В виду того, что для определенного материала и при заданных значениях P и l в это уравнение входят две неизвестных f и ρ, размеры штока по этой формуле приходится определять методом последовательных проб.

Как и ур. (50), формула Тетмайера предполагает, что концы стержня могут поворачиваться, но остаются все время на одной прямой. В остальных случаях обе формулы — Эйлера и Тетмайера — дают для коэффициента безопасности результаты, сильно отличающиеся от действительных, в виду чего целесообразнее вести расчет по Мизу. См. выноску 1 на стр. 364. [*Ред.*].

Так, например, диаметр поршневого штока горизонтальной паровой машины, для которой $P = 5000$ *кг*, $l = 1{,}5$ *м*, при коэффициенте безопасности $\mathfrak{S} = 22$ будет составлять

$$d = \sqrt[4]{\frac{5000}{5} 1{,}5^2} = 6{,}9 \text{ см}.$$

В горизонтальных машинах больших размеров и в машинах с тяжелым поршнем шток должен быть сквозным (т.-е. проходить и через крышку цилиндра) и направляться с обеих сторон поршня. Если при этом шток должен работать как балка (несущая поршень), то его толщина должна быть рассчитана таким образом, чтобы прогиб не превышал наибольшей величины, принятой за допускаемую, т.-е., примерно, от 1 до 2 *мм*. Для уменьшения прогиба, помимо мер, указанных на стр. 355 и принимаемых в отношении тела поршня, иногда прибегают к выполнению штока в виде полого стержня.

В этом случае радиус тела поршня должен быть взят меньше радиуса цилиндра на величину, превышающую допускаемый прогиб по меньшей мере в 1,5 или 2 раза. Впрочем, нередко, особенно при больших и тяжелых поршнях, от расчета штока на полную нагрузку поршнем отказываются, допуская, следовательно, чтобы последний опирался на стенки цилиндра, хотя бы и неполным своим весом. Если обозначить через

L расстояние между опорными точками поршневого штока, направляемыми по прямой линии,

G_k вес поршня, предполагаемый сосредоточенным посредине штока,

G_s вес штока,

y' прогиб посредине штока, т.-е. в точке приложения силы G_k,

$\Theta = \frac{\pi}{64} d^4 \cong \frac{1}{20} d^4$, соотв., $\frac{\pi}{64}(d^4 - d_o^4) \cong \frac{1}{20}(d^4 - d_o^4)$,

то, на основании ур. (30), том I, стр. 29,

$$y' = \left(G_k + \frac{5}{8} G_s\right) \frac{\alpha}{\Theta} \frac{L^3}{48} *).$$

Направляющие в крышках цилиндра могут считаться опорными точками штока лишь в том случае, если (как это иногда имеет место в судовых машинах) сальник сконструирован в виде подшипника с переставным нижним вкладышем, либо если направляющая втулка (основное кольцо) сделана настолько длинной, чтобы удельное давление между штоком и втулкой, а следовательно и износ последней, были достаточно малыми.

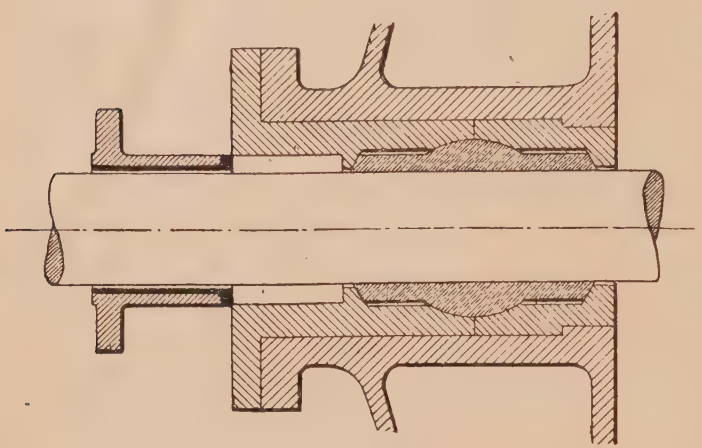
Конструкцию второго рода стремится осуществить фирма Die Märkische Maschinenbau-Anstalt, vorm. Kamp & Co., Wetter a. R. (герм. пат. № 98 451 от 23/V 1897 г.) своей автоматически устанавливающейся грундбуксой. На фиг. 770 изображена эта букса с тремя концентрическими шаровыми поверхностями (посредине и по обоим концам), благодаря которым она может приспособляться к перекосу поршневого штока, изменяющемуся вследствие прогиба. При этом длинная рабочая поверхность буксы все время прилегает к штоку. Для наружной цилиндрической части грундбуксы по фиг. 770 должен быть, конечно, оставлен достаточный

*) Если шток — переменного сечения, то это уравнение неприменимо, и прогиб следует определять по способу Мора (см. том I, стр. 33 и сл.). [*Ред.*].

зазор, равным образом, внутренний диаметр нажимной втулки (крышки сальника) должен быть соответственно больше диаметра штока [1]).

Обычно то и другое не бывает соблюдено, в виду чего под L, при напряженном соединении сквозного штока с одной стороны с крейцкопфом, а с другой стороны — с задним ползуном, следует понимать расстояние между обоими закрепленными сечениями его. Если принимать, что под влиянием крейцкопфа и ползуна прогиб поршневого штока не меняется, то L надлежит считать от середины крейцкопфа до середины заднего ползуна.

Фиг. 770.



Направляющие втулки, точно пригнанные и достаточно туго охватывающие поршневой шток, не могут следовать за его движениями. Вследствие этого в больших горизонтальных машинах с значительным прогибом штока легко происходит чрезмерный нагрев последнего и заедание.

Если, согласно сказанному на стр. 354 и 355, вес поршня и соответствующей части штока непосредственно передается на стенки цилиндра, благодаря чему устраняется и прогиб штока, то нужно принять меры к тому, чтобы поршень не мог заклиниться в цилиндре. Лишь при вполне достаточной высоте поршня и достаточно толстом поршневом штоке можно рассчитывать на то, что сила трения, эксцентрично действующая на поршень и шток, не приведет, при значительном весе поршня и указанном способе закрепления его, к защемлению, к серьезным неполадкам в работе машины и к несчастным случаям. Не обходится при этом и без повреждения сальников. На основании своего личного опыта, автор является решительным сторонником применения штоков большого поперечного сечения.

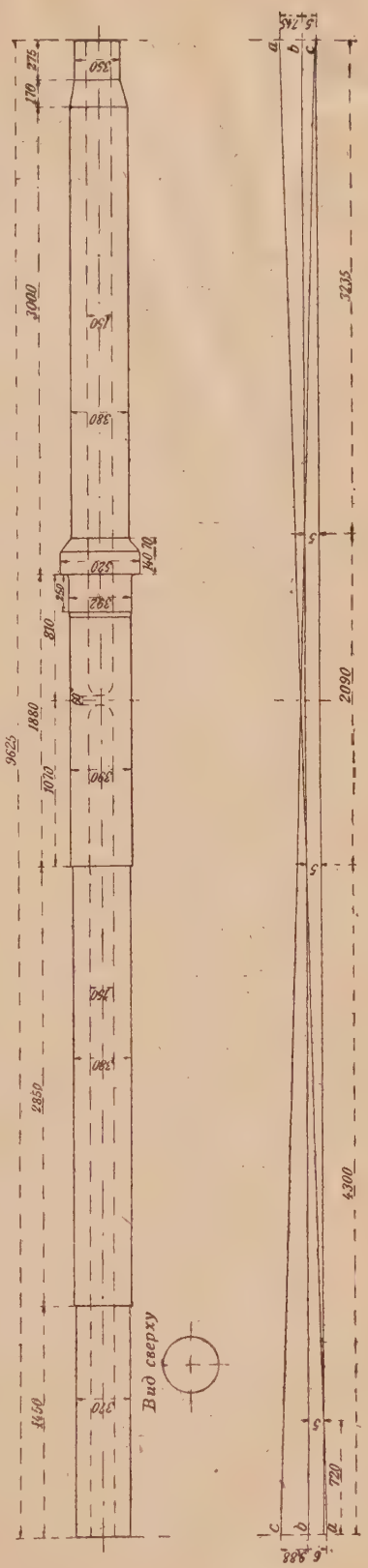
В настоящее время искривление штоков, несущих поршень, часто предупреждают тем, что обработку этих деталей производят по способу, предложенному Колльманом (Kollmann): поршневой шток изготовляют искривленным таким образом, чтобы, прогибаясь под действием сил тяжести, он становился прямым. Для этого заготовке поршневого штока придают искривленную форму, при-

[1]) Обычно опорный подшипник штока (если он вообще имеется) делается отдельно от сальника, ср. фиг. 3 табл. 64, и допускает независимую регулировку, так что назначение сальника состоит лишь в уплотнении поршневого штока. В подшипнике можно также сосредоточить смазку поршневого штока, как это сделано, напр., в конструкции по фиг. 3 табл. 64. Не рекомендуется ограничиваться тем, чтобы масло капало сверху на шток вне сальника, так как капли быстро скатываются с тонко отполированной поверхности штока. Устройства для смазки поршневых штоков внутри сальника см. на фиг. 787; фиг. 5 и 6 табл. 56; фиг. 2 табл. 57; фиг. 4 и 5 табл. 58; табл. 59 и табл. 78.

близительно соответствующую величине предполагаемого прогиба, и делают ее настолько длинной, чтобы ее концы доходили до середины крейцкопфа, соотв. башмака данной паровой машины. Далее, заготовку ставят этими концами на центра токарного станка таким образом, чтобы выпуклой стороной она была обращена кверху и чтобы концы штока находились на точно одинаковой высоте над станиной, после чего их надежно закрепляют в этом положении. Затем нагружают заготовку штока в том месте, где впоследствии должен сидеть поршень, грузом G_k; вследствие прогиба заготовка примет при этом приблизительно прямолинейную форму. Далее, производят обточку упруго прогнувшегося штока посредством резцов, закрепленных в вращающемся суппорте, и т. д.

Проще обработка на токарном станке по фиг. 771 (поршневой шток большого двухтактного газового двигателя Зигенского Машиностроительного О-ва — Siegener Maschinenbau A.-G., Siegen; внутренний диаметр цилиндра 1250 *мм*, ход поршня 1500 *мм*, $n = 80$). При этом способе обработки упругая кривая заменяется тремя касательными. Средняя касательная имеет длину поршня и получается обточкой на центрах $b — b$, обе крайних части штока обтачивают на центрах $a — a$, соотв. $c — c$ *). Шток сделан из мартеновской стали ($K_z = 5800$ до 6600 *кг/см*^{2}, $\varphi \geqq 16\%$ при длине образца $l = 10\,d$).

Для поршней с сквозным штоком, задний конец которого направляется вдоль оси, ур. (50), том I, стр. 39, уже недействительно. Здесь следует различать, можно ли считать также и поршень направляемым по оси штока, или же он имеет такой зазор в цилиндре, что может следовать прогибу штока. В первом случае, благодаря



Фиг. 771.

*) Завод MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg) довольно успешно разрешает эту же задачу, обтачивая правую часть штока на одной паре центров, левую — на второй. Обе пары центров выбираются с таким расчетом, чтобы во время работы, при нагрузке штока весом поршня, кривизна оси штока, обусловленная указанным способом обработки, исчезла. [*Ред.*].

направлению заднего конца штока, запас прочности получается больше вычисленного из ур. (50), во втором же случае положение приближается к тому, для которого выведено ур. (49), том I, стр. 39 (поршневой шток заделан в крейцкопфе, поршень имеет свободу движения). Коэффициент безопасности $\mathfrak{S}$ будет тогда лежать между значениями, вычисленными по ур. (50) и (49) [1]).

К напряжениям, вызываемым действием механических сил, в поршневых штоках часто присоединяются тепловые напряжения [2]), особенно в двигателях внутреннего сгорания, где эти штоки проходят через камеру сгорания и при этом извне воспринимают тепло, а изнутри, т.-е. со стороны их цилиндрической полости, охлаждаются водой (фиг. 1 табл. 55, фиг. 771 и табл. 77) *). Относящиеся сюда расчеты страдают от невозможности с уверенностью определить действительную разность температур наружной и внутренней стенок, от которой зависят тепловые напряжения. Во всяком случае, следует стремиться к возможному уменьшению ука-

---

[1]) Миз (Mies), в статье „Die Knicksicherheit von Kolbenstangen", D. P. J., 1912, стр. 273 и сл., исследовал эти зависимости строго аналитическим способом для ряда частных случаев. Он рекомендует приближенно пользоваться ур. (50) и для l принимать расстояние между теми точками, в которых шток можно считать направляемым, т.-е., например, для одноцилиндровой машины с задним направлением — расстояние от середины крейцкопфа до середины заднего ползуна. [См. также его же статью „Über das Ausknicken stabförmiger Körper" в D. P. J., 1912, стр. 177 и сл. Формулы Миза и диаграммы для определения коэффициентов, которые входят в эти формулы, приведены у Rötscher'a, том I (1927), стр. 573 и сл. *Ред.*],

Гюгенэн (G. Huguenin), „Untersuchung der Knickfestigkeit von Kolbenstangen", Schweizerische Bauzeitung, 1900, том 35, стр. 85, исследовал тот частный случай, когда на одном штоке сидят два поршня, при чем шток имеет направление в крейцкопфе и в обоих поршнях, а остальные точки его движутся свободно.

[2]) Лоренц (R. Lorenz), „Temperaturspannungen in Hohlzylindern", Z. d. V. d. I., 1907, стр. 743 и сл.

*) Вследствие этого в наружных слоях материала штока возникают сжимающие напряжения, во внутренних — растягивающие. По Лоренцу (см. предыдущую выноску), наибольшие значения этих напряжений составляют соответственно

$$\sigma = \alpha_w G (t_a - t_i) A B,$$
$$\sigma_z = \alpha_w G (t_a - t_i) A C,$$

где

α_w линейный коэффициент теплового расширения (см. том I, стр. 165 и сл.),

G модуль упругости при сдвиге, т.-е. величина обратная коэффициенту сдвига β (том I, выноска 1 на стр. 41),

t_a температура наружных слоев материала штока,

t_i „ „ внутренних „ „ „ „

$A = \frac{m+1}{m-1}$, где m отношение Пуассона (см. том I, стр. 6),

$$B = \frac{2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\lg \gamma},$$

$$C = \frac{2\gamma^2}{\gamma^2 - 1} - \frac{1}{\lg \gamma}.$$

Величина γ, определяющая значение коэффициентов B и C, представляет отношение диаметров штока $\frac{d}{d_o}$.

Даже и при сравнительно небольшой разности температур, порядка 50° С, тепловые напряжения в штоке могут значительно превзойти напряжения, вызываемые в нем механическими воздействиями. См. Гюльднер, стр. 167. [*Ред.*].

занной разности, увеличивая для этого поверхность охлаждения штока, т.-е. делая диаметр канала большим сравнительно с наружным диаметром штока. При этом не нужно забывать того, что общее напряжение поршневого штока зависит и от величины поперечного сечения, имеющегося для восприятия рабочего давления. Таким образом, мы приходим к большим диаметрам штока и большим диаметрам канала, иначе говоря, эти соображения приводят к тому же результату, что́ и предыдущие: поперечное сечение штока должно иметь большой момент инерции.

В больших машинах с двумя расположенными один за другим цилиндрами обычно снабжают каждый поршень отдельным штоком; этим достигается как возможность обработки по фиг. 771, так и легкость демонтажа поршня и крышки. Соединение обоих штоков, которое одновременно играет роль опорного башмака, должно быть сконструировано в виде быстро и легко разбирающегося напряженного соединения. В машине по фиг. 1 табл. 55 и 56 соединительная часть с этой целью сконструирована в форме разъемной (на две части) гайки, половинки которой стянуты болтами и таким образом прижимаются к резьбе штока. Завод Тиссена (Maschinenfabrik Thyssen & Co., A.-G., Mülheim-Ruhr) осуществляет соединение, напряженное в направлении оси, с помощью клина, закладываемого между торцевыми поверхностями обоих штоков и затягиваемого после того, как обе соединительных втулки навинчены на концы этих штоков.

С. САЛЬНИКИ.

Если движущийся стержень или вал проходит сквозь стенку между двумя пространствами, содержащими жидкости, переход которых из одного пространства в другое должен быть предупрежден, то необходимо уплотнение между поверхностью движущегося стержня или вала и неподвижными стенками отверстия. В обеспечении этого уплотнения и заключается задача сальника.

Существенными частями сальника являются: крышка или нажимная втулка *a*, фиг. 3 табл. 58, далее, материал, обеспечивающий уплотнение, или набивка в пространстве *b*, букса *c*, болты *d* для сжимания набивки. Не существенны грундбукса *e* и смазочное основное кольцо *f*, фиг. 5 табл. 58.

В качестве уплотняющего материала применяют: пеньку, хлопчатую бумагу, кожу, резину, асбест, металлическую ткань, металлические кольца и т. д.

I. Сальники для штоков, совершающих возвратно-поступательное движение.

1. Сальники с пеньковой, хлопчатобумажной и т. под. набивкой.

В прежнее время в качестве набивки сальников применяли преимущественно пеньку, и притом в виде плетеных пеньковых шнуров — так наз. плетней — пропитанных растопленным салом. Их вкладывают спиральными витками в пространство между поршневым штоком и стенками буксы и уплотняют при помощи молотка и деревянного или железного бруска; при этом нужно стараться уплотнять все слои набивки равномерно. Легче и лучше всего это достигается в том случае,

если, вместо упомянутой спиральной укладки шнура, набивают сальник цельными кольцами, сделанными из отрезков пеньковых плетней равномерной толщины.

В последнее время хлопчатая бумага, благодаря своей большей упругости и большей тонкости волокон по сравнению с пенькой, почти вполне вытеснила последнюю в качестве набивочного материала *). Хлопчатую бумагу обычно применяют в виде плетеных шнуров круглого или же квадратного (с скругленными углами) поперечного сечения, диаметр, соотв. сторона, которого соответствует ширине кольцевого пространства для набивки в буксе сальника. Набивку составляют из отдельных кусков в виде колец с прямым или косым стыком, при чем стыки должны быть смещены один относительно другого, либо закладывают спирально цельный шнур, как это упомянуто выше по поводу пеньковой набивки. Иногда применяют также шнуры с поперечным сечением в виде треугольника или поставленного на ребро прямоугольника; в первом случае кладут два таких шнура рядом. В зависимости от рода жидкости, относительно которой требуется произвести уплотнение, хлопчатую бумагу либо только смазывают салом, либо насквозь пропитывают ее растопленным салом, либо также вываривают ее в нем. Последнее можно рекомендовать, например, при применении слабо заплетенных четырехгранных шнуров для уплотнения относительно воды, находящейся под высоким давлением. Подобное устройство набивки полезно дополнить еще тем, что каждое кольцо, введенное в набивочное пространство и туго прижатое к предыдущему кольцу, заливают горячим салом. Такая хлопчатобумажная набивка часто заменяет кожаные или резиновые манжеты (ср. стр. 320 и сл., а также стр. 378) и имеет перед ними то преимущество, что облегчает смену уплотняющего материала, а иногда даже позволяет произвести уплотнение с помощью старого набивочного материала. Напротив, смена манжеты довольно часто бывает связана с значительной затратой времени и труда.

В продаже встречаются готовые шнуры, пропитанные парафином или вазелином с примесью сала и графита [1]).

Следующие ниже указания, касающиеся форм сальников и их размеров, в соответствии с эволюцией конструкции этих деталей, посвящены прежде всего старому набивочному материалу — пеньке. Конструкция сальников для хлопчатобумажной набивки остается, в основном, такой же.

---

*) Линен (см. выноску ниже) рекомендует пользоваться пеньковой набивкой для давлений пара не выше 7 *ати*, хлопчатобумажной — до 10 *ати*. В германском военном флоте хлопчатобумажная набивка допускается до давления всего лишь в 4 *ати*.

Следует заметить, что на практике как ту, так и другую набивку применяют для давлений значительно более высоких, чем указывает Линен. [*Ред.*].

[1]) Таблица таких шнуров имеется в обстоятельной статье Линена (W. Lynen), „Die Stopfbüchsen der Dampfmaschinen“, Z. d. b. R. V., 1904, стр. 83 и сл., особенно стр. 101 и сл. См. также статью Штюкле (Stückle), „Bericht über Ersatzstoffe für Dichtungsmaterialien“ в Mitteilungen des Württ. Bezirksvereines Deutscher Ingenieure, 1920, Heft 5, 7 и 8.

[Различные сорта набивок для сальников — пеньковую, джутовую, льняную, хлопчатобумажную, асбестовую и т. д. — изготовляет Фабрика Асбестовых Изделий (б. Денффера) Ленинградского Стромтреста и завод „Красный Треугольник“ в Ленинграде. Специальные сорта набивок изготовляет фабрика Ганшина в Москве. См. каталоги Ленинградстромтреста и Резинотреста, а также фабрик Денффера (1911 г.) и С. Ганшина (1912). *Ред.*].

После того как набивка заложена в сальник, ставят на место крышку и притягивают ее болтами, вследствие чего набивка прижимается к штоку. Если набивка допускает при этом значительное сжатие, то в буксу нужно набить дополнительное количество материала.

Во время работы набивка изнашивается, вследствие чего крышку приходится периодически подтягивать.

Равным образом, пенька постепенно теряет первоначально содержавшийся в ней жир, который поэтому надлежит по мере надобности заменять новым. Эту замену здесь осуществить легче, чем у поршней. Этим и объясняется тот факт, что пеньку все еще широко применяют для набивки сальников, тогда как для уплотнения поршней ею почти совершенно перестали пользоваться.

Относительно отдельных частей и размеров сальников можно заметить следующее.

Количество набивочного материала прямо пропорционально желательной долговечности набивки. Чем оно больше, тем реже приходится сменять набивку сальника. Отсюда ясно, что ширину колец $^1/_2\ (d_1 - d)$ следует брать возможно большей. Насколько далеко целесообразно итти в этом отношении, определяется соображениями конструктивного порядка. Средние значения дает уравнение

$$\left.\begin{array}{l} d_1 = d + 4\sqrt{d} \quad \text{до} \quad d + 5\sqrt{d}, \\ \text{чему соответствует толщина набивки} \\ s_1 = 2\sqrt{d} \quad \text{до} \quad 2{,}5\sqrt{d}\ ^*). \end{array}\right\} \qquad (518)$$

В этих формулах все размеры даны в миллиметрах.

При уплотнении поверхности штока относительно газообразных тел, как пар, воздух и т. д., уместно брать величину d_1 больше, чем при уплотнении относительно капельно-жидких тел, как, напр., вода. При штоках малых диаметров играют роль также соображения удобной смены набивки сальника. Выбирая значения d_1 и s_1, необходимо это обстоятельство принимать в расчет.

В пользу значительной высоты набивки, кроме уже указанной большей долговечности ее, говорит также меньшее давление, которое требуется для того, чтобы обеспечить надлежащее уплотнение, и обусловленное этим сохранение поверхности штока в хорошем состоянии. Эта поверхность изнашивается тем сильнее, чем больше давление набивки. Последняя всегда содержит загрязняющие ее примеси, о которые шток срабатывается тем сильнее, чем большему давлению он подвержен. Влияние подобных мелких тел можно ясно видеть по бороздкам, нередко наблюдаемым на поработавших поршневых штоках **).

Против большой высоты набивки говорит то обстоятельство, что с увеличением ее возрастает (при постоянном давлении) и сопротивление трения набивки. Кроме того, общая длина или высота машин с высокими сальниками получается больше. Последняя причина вынуждает иногда уменьшать высоту набивки.

---

*) Не свыше, однако, 25 до 30 *мм*. [*Ред.*].

**) См. по этому поводу, например, В. Ф. Гоффман, „Холодильные машины“ (М.-Л. 1927), стр. 257. [*Ред.*].

В общем, автор склоняется в пользу высокой набивки и принимает в среднем

$$h = d_1.$$

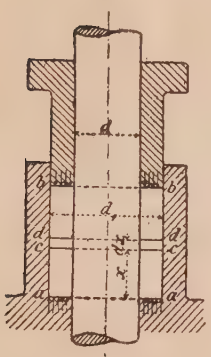
Во всяком случае,

$$h_{max} = 3(d_1 - d) \quad \text{до} \quad 4(d_1 - d) = 6s_1 \quad \text{до} \quad 8s_1 \tag{519}$$

Если дело идет об уплотнении относительно газообразного тела, можно принимать для h более высокие значения и, наоборот, делать этот размер меньше, в случае уплотнения относительно воды.

При выборе размеров d_1 и h имеют значение и условия работы машины. Для непрерывно работающих и для быстроходных машин объем набивки должен быть больше, чем для машин, работающих всего лишь несколько часов в неделю или движущихся с малыми скоростями. Специальные условия работы и здесь нередко налагают на конструктора различные ограничения.

Фиг. 772.



Диаметр болтов сальника зависит прежде всего от давления, с которым крышка прижимает набивку. Обозначим, согл. фиг. 772, через:

p_2 удельное давление в плоскости $b\,b$, т.-е. через $p_2 \cdot 0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)$ общее давление крышки сальника на набивку,

p_1 удельное давление в плоскости $a\,a$, т.-е. через $p_1 \cdot 0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)$ общее давление дна буксы на набивку,

p удельное давление в плоскости $c\,c$, определяемой расстоянием x от дна буксы,

$p + dp$ удельное давление в плоскости $d\,d$, определяемой расстоянием $x + dx$ от дна буксы,

p_o рабочее избыточное давление жидкости, относительно которой должен уплотнять сальник,

μ эмпирический коэффициент трения между набивкой и штоком, а также между набивкой и стенками буксы (поверхность последних должна быть по возможности гладкой).

Тогда, если считать, что кольцеобразный элемент (весьма тонкая шайба) объемом $0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\,dx$ передает радиально полную величину давления, которому он подвергается в аксиальном направлении, то должна существовать зависимость

$$0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\;dp = \pi\,(d_1 + d)\,dx\;p\,\mu.$$

Отсюда, после упрощений,

$$\frac{dp}{p} = \frac{4\mu}{d_1 - d}\,dx$$

и

$$\ln p = \frac{4\mu}{d_1 - d}\,x + C.$$

Постоянная интегрирования C определяется из того условия, что значению $x = 0$ соответствует $p = p_1$, откуда следует:

$$C = \ln p_1,$$

т.-е.

$$p = p_1\,e^{\frac{4\mu x}{d_1 - d}} \tag{520}$$

Если, для самого неблагоприятного случая, положить $\mu = 0{,}25$ (для сальников паровых машин и т. п.) и, кроме того, принять, что при $p_1 = p_o$ в плоскости $a\,a$ уплотнение является еще как раз достаточным для $x = (d_1 - d)$, то получим

$$p_2 = p_o e^{4 \cdot 0{,}25} = 2{,}72\, p_o \cong 3\, p_o.$$

Если

z число болтов сальника,

δ их диаметр,

то, на основании ур. (190), соотв. (191), том I, стр. 208,

$$0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\,3\,p_o = k_z'\,\delta^2\,z,$$

где $k_z' = 225$ *кг/см*^{2}, соотв. 180 *кг/см*^{2}, или 1500 *кг/кв.дюйм*, соответственно 1200 *кг/кв.дюйм* (ср. том I, стр. 208).

Гайки сальников паровых и т. под. машин сравнительно часто делают точеными. В интересах долговечности резьбы и хорошего, полного прилегания ее поверхностей, рекомендуется не допускать на поверхностях витков такого большого удельного давления как в крепежных болтах. Для этой цели высоту гайки берут больше, чем δ, или наоборот, оставляют нормальную высоту гайки и увеличивают диаметр болтов. Автор считает более целесообразным, вообще говоря, второй способ, но при этом напоминает, что болты большого диаметра при неосторожном обращении могут вызвать перекос и защемление сальника легче, чем тонкие болты (ср. стр. 370 и 371). Поэтому он принимает $k_z = 800$ *кг/кв.дюйм*, если диаметр δ выражен в английских дюймах, и $k_z' = 120$ *кг/см*^{2}, если δ — в сантиметрах. При этих значениях k_z' упомянутое удельное давление составит не более двух третей того, которое допускается для обыкновенных крепежных болтов, рассчитываемых по ур. (191).

Следовательно,

$$0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\,3\,p_o = 800\,\delta^2\,z$$

или

$$= 120\,\delta^2\,z, \qquad (521)$$

в зависимости от того, определяется ли диаметр δ в англ. дюймах или в сантиметрах.

Здесь вместо p_o следует подставлять не менее 3 и, кроме того, помнить, что обычно в машиностроении нужно брать $\delta \geqq 1/2''$. Более тонкие болты применяют лишь в виде исключений.

Пример. Диаметр подлежащего уплотнению поршневого штока паровой машины равен 100 *мм*. Наибольшее давление внутри парового цилиндра составляет 5 *ати*. При трех крышечных болтах, если по ур. (518) принять

$$d_1 = 100 + 5\sqrt{100} = 150\ мм,$$

диаметр болтов сальника получится из уравнения

$$0{,}25\,\pi\,(15^2 - 10^2) \cdot 3 \cdot 5 = 800\,\delta^2 \cdot 3,$$

т.-е.

$$\delta = 0{,}783''.$$

Эту величину следует округлить, по усмотрению конструктора, до $^3/_4''$ или $^7/_8''$.

В сальниках гидравлических устройств с очень высоким давлением воды понижают p_2 до $\frac{5}{4} p_o$ *) и получают, таким образом, зависимость:

$$0{,}25\,\pi\,(d_1^2 - d^2)\,\frac{5}{4}\,p_o = k_z'\,\delta^2\,z.$$

В случаях этого рода допускают, кроме того, более высокое напряжение болтов: $k_z' = 270$ *кг/см²*, соотв. 216 *кг/см²*, или 1800 *кг/кв.дюйм*, соотв. 1440 *кг/кв.дюйм* (ср. том I, выноска на стр. 208).

Число болтов сальника, если временно отвлечься от величины воспринимаемого усилия, зависит преимущественно от возможности равномерного подтягивания крышки и такого укрепления ее, чтобы ее ось совпадала с осью штока. Это лучше всего достигается с помощью одного только винта и одной гайки, прижимающих крышку к набивке (фиг. 10 до 12 табл. 58). Следующим по качеству устройством, если не говорить о специальных приспособлениях для подтягивания, является устройство с тремя винтами и гайками, так как оно дает возможность фиксировать фланец крышки сальника в трех точках, что́ необходимо и достаточно для определения плоскости фланца, а вместе с тем и положения оси крышки. Если, при всем том, часто встречаются сальники с двумя болтами, особенно при штоках малого диаметра, то это объясняется дороговизной конструкции с одной гайкой и тем, что не всегда имеется достаточно места для удобного затягивания ключом трех гаек (при двух гайках выполнить это легче); кроме того, здесь имеет значение и то, что сальник с двумя болтами обычно обходится дешевле, чем с тремя.

Чтобы обеспечить равномерное подтягивание болтов, в более или менее крупных машинах крышки больших и ответственных сальников снабжают особыми приспособлениями для подтягивания. Для этой цели на боковой поверхности обеих гаек обычно нарезают зубцы, с которыми находятся в постоянном зацеплении червяки, сидящие на общем валике. При трех крышечных болтах соответствующие три зубчатых гайки поворачивают на одинаковый угол с помощью общего цилиндрического зубчатого колеса. Такие конструкции изображены на фиг. 775 до 778 **).

В виду того, что три болта уже вполне определяют положение плоскости фланца крышки, а, следовательно, и положение ее оси, применять более трех болтов следует лишь в тех случаях, когда этого требует величина общей нагрузки болтов. Это бывает, например, в сальниках поршневых насосов, когда диаметр плунжера и давление жидкости настолько велики, что тремя болтами обойтись уже нельзя, далее — в сальниках гидравлических аккумуляторов и т. д. В качестве примеров, на фиг. 773 изображена конструкция последнего рода с 12 крышечными болтами диаметром $1^3/_4''$ (для рабочего давления воды 50 *ати*), а на фиг. 774 — сальник поршневого штока гидравлического крана, с 8 крышечными болтами диаметром $1^1/_2''$ (завода Динглингер — R. Dinglinger, Cöthen).

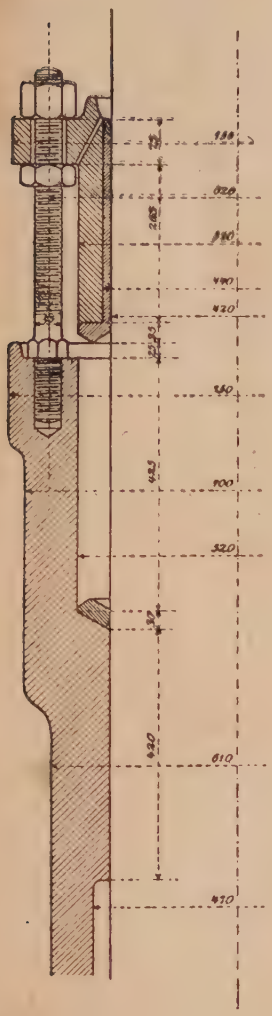
При подтягивании крышки сальника нужно наблюдать за тем, чтобы он не защемлялся на штоке; от этого может до некоторой степени избавить самая кон-

*) При металлической набивке считают $p_2 = p_o$. [*Ред.*].

**) В виду дороговизны устройств этого рода, их применяют, главным образом, в тех случаях, где подтягивание крышки сальника необходимо производить как можно быстрее (напр., в паровозах). [*Ред.*].

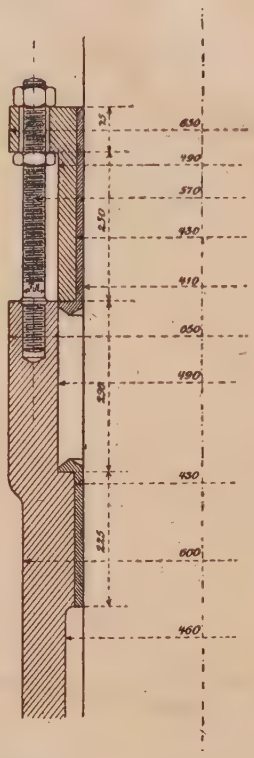
струкция сальника (ср. фиг. 780, стр. 376 и фиг. 783, стр. 380). Проходные отверстия под болты в крышке должны быть несколько больше диаметра болтов.

Фиг. 773.

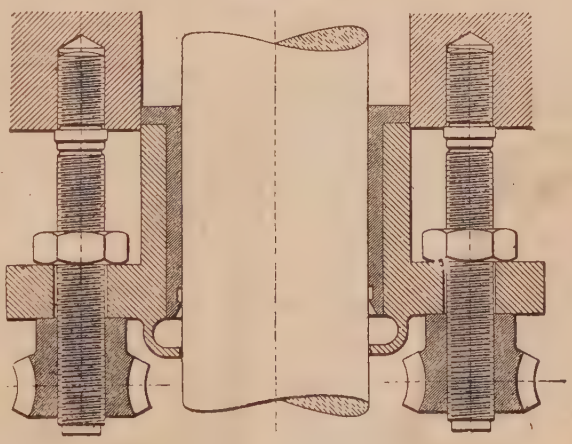


Так как набивка, к которой прижата крышка сальника, изнашивается и вследствие этого давление нажатия меняется, то простые гайки, опирающиеся на фланец крышки, не могут длительно удерживать ее в надлежащем положении. Постепенно эти гайки сами собой ослабляются. Чтобы предупредить это, применяют контр-гайки, как показано, например, на фиг. 6 и 3 табл. 58. Второй тип устройства, при котором фланец крышки расположен между обеими гайками, следует предпочесть по двум причинам: во-первых, этим фиксируется положение фланца и устраняется защемление крышки при одностороннем изнашивании набивки, что̀ невозможно при расположении контр-гайки по фиг. 6, а во-вторых, нижняя гайка сильно облегчает удаление крышки сальника из буксы; последнее преимущество представляется особенно ценным при больших и тяжелых сальниках. Если сальник имеет больше трех болтов, то контр-гайками для подъема крышки достаточно снабдить два или три из них.

Фиг. 774.



Фиг. 775.

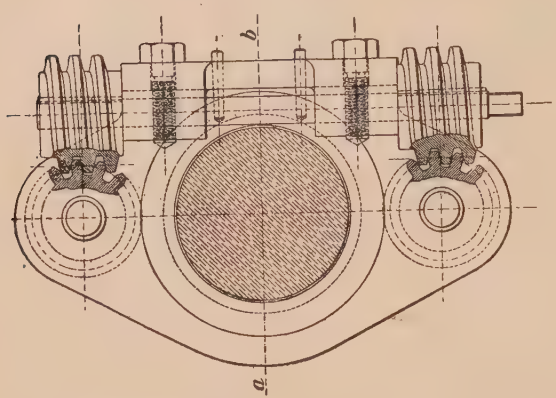


Нижнее расположение гаек делает необходимым увеличение длины цилиндрической части крышки на высоту гайки. В виду этого, часто применяют контр-гайки ниже нормальных, что̀ является вполне допустимым.

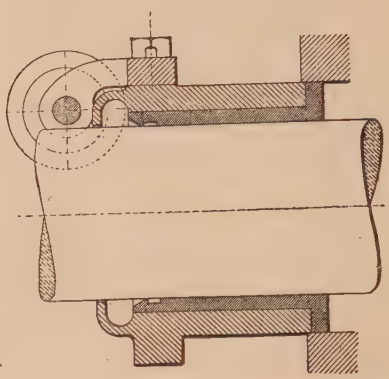
Скрепление болтов сальника с буксой может производиться различно. Простейшим средством соединения является шпилька, см. фиг. 6 табл. 58. Помимо простоты, достоинством этого устройства является возможность вдвигать

крышку до тех пор, пока ее фланец не ляжет на верхний торец буксы, если только нет нижней гайки. С другой стороны, шпильки имеют тот недостаток, что при перевозке крышек цилиндра, составляющих одно целое с буксой, эти шпильки

Фиг. 776.

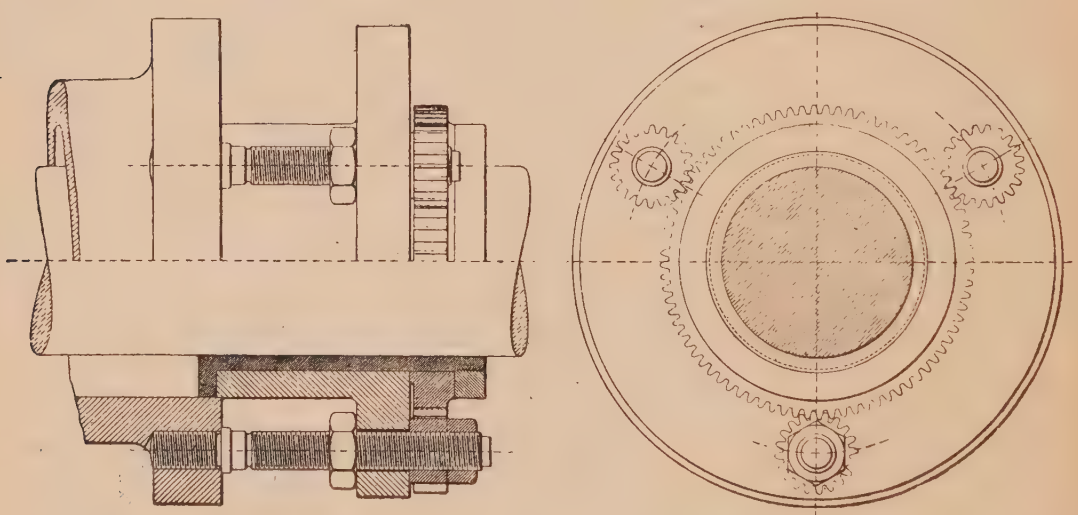


Фиг. 777.



легко повреждают крышку, прогибаются, а иногда и обламываются. Извлечение оставшегося в отверстии куска шпильки, а также постановка на место новой представляет в таких случаях весьма кропотливую работу. От этого недостатка свободен

Фиг. 778.



способ укрепления, изображенный на фиг. 7 табл. 58, так как болт с фасонной головкой заводится на место, как показано вверху или внизу чертежа, и благодаря этому может быть вынут и снова вставлен без всякого труда.

Аналогично обстоит дело в случае укрепления болтов по фиг. 3 и 5 табл. 58 и по фиг. 1 табл. 67.

Недостатком последних способов укрепления, по сравнению с конструкцией, изображенной на фиг. 7 табл. 58, правда, несколько более дорогой, является большее расстояние болтов от оси поршневого штока. На фиг. 3 наличие головки

высотою h_3 обусловливает увеличение длины цилиндрической части крышки на эту же величину.

Расстояние болтов от оси сальника, зависящее от внутреннего диаметра d_1 буксы, от толщины s ее стенок и от способа скрепления с нею этих болтов, не следует брать больше, чем это необходимо.

Все описанные конструкции, за исключением изображенных на фиг. 7 табл. 58, обладают тем недостатком, что болты, остающиеся в буксе после снятия крышки, мешают при смене набивки сальника. Другой недостаток, присущий также и конструкции по фиг. 7, заключается в том, что для смены набивки приходится свинчивать гайки, которыми затягивается крышка, со всей длины резьбы болта, что отнимает много времени; это особенно сказывается в тех случаях, когда самое расположение крышечных болтов затрудняет доступ к гайкам. Фирма Шефер и Буденберг (Schäffer & Budenberg, G. m. b. H., Magdeburg-Buckau) сделала попытку устранить этот недостаток с помощью устройства, защищенного герм. патентами № 254 917 от 4/XI 1911 г. и № 255 996 от 16/V 1912 г. По сообщению фирмы от 23/IX 1922 г., эта конструкция распространения на практике не получила.

Толщину s стенок буксы, фиг. 3 табл. 58, можно принимать приблизительно равной толщине набивки $s_1 = 0{,}5\,(d_1 - d)$, если нет причин отступить от этого правила (влиять на это может, например, величина поперечных сечений примыкающих частей).

Высота h_2 грундбуксы (обычно — бронзовой), которая для поршневых штоков горизонтальных машин, для золотниковых тяг и т. д. одновременно является и направляющей буксой, должна быть в этих случаях больше, чем при отсутствии боковых усилий, например, при штоках вертикальных машин. В качестве среднего значения, для грундбукс сальников горизонтальных поршневых штоков можно принять

$$h_2 = d. \qquad (522)$$

Для вертикальных поршневых штоков достаточна высота грундбуксы, превышающая толщину набивки в три-четыре раза. Следовательно,

$$max\ h_2 = 3\,s_1 \quad \text{до} \quad 4\,s_1 = 1{,}5\,(d_1 - d) \quad \text{до} \quad 2\,(d_1 - d). \qquad (523)$$

Толщина стенок грундбуксы лежит в пределах между 4 *мм* и, приблизительно, 12 *мм*, в зависимости от диаметра и от величины бокового износа, принимаемой за предельную допускаемую и определяющей, таким образом, продолжительность службы этой части сальника.

Если грундбукса расточена точно под диаметр поршневого штока и хорошо пригнана к крышке цилиндра, и если шток проявляет тенденцию сильно прогибаться, то, вследствие высоких удельных давлений, возникающих в соответствующих местах буксы, легко происходит чрезмерный нагрев штока и заедание. Это, в свою очередь, может иметь следствием задирание поверхностей и остающиеся деформации (искривление). Чтобы предупредить это, грундбуксу часто растачивают на 1 или 2 *мм* больше диаметра штока. Конечно, грундбукса при этом перестает поддерживать шток и заменяется в таких случаях простым основным кольцом (кольцо a на фиг. 4а табл. 58). Конструкция, имеющая целью поддержание штока — даже при прогибе его — на всей длине буксы, описана на стр. 361 и 362. Там же указано

на стремление с помощью особых подшипников освободить сальник от задачи поддерживания поршневого штока.

В больших судовых машинах встречаются также грундбуксы, сконструированные в виде подшипника с переставным нижним вкладышем и имеющие задачей поддерживать шток, сильно нагруженный поршнем.

Скос заплечика грундбуксы к штоку составляет около 1 : 2. Некоторые конструктора предпочитают двухсторонний скос, как это показано на фиг. 6 табл. 58. Оба способа скашивания применяются с равным успехом. Встречаются грундбуксы и без скоса.

Крышки (нажимные втулки) сальников для тонких штоков изготовляются из бронзы *), для более толстых — из чугуна с бронзовой вставной втулкой; толщину ее стенок берут приблизительно такой же, как и у грундбуксы.

Наружный диаметр цилиндрической части крышки должен быть, примерно, на 0,5 до 2 *мм* (в зависимости от величины d) меньше, чем d_1, и притом по следующим причинам. Движение поршневого штока обычно более или менее отклоняется от оси цилиндра, следовательно, и от оси буксы. Чтобы предупредить возможный вследствие этого слишком быстрый износ нажимной втулки, необходимо оставить зазор либо между штоком и втулкой, либо между втулкой и буксой. В первом случае втулка при подтягивании болтов должна направляться стенками буксы. Это направление, по крайней мере вначале, является слишком коротким, так что трудно бывает избегнуть защемления. Во втором случае крышка направляется самим штоком. Это направление имеет достаточную длину для того, чтобы не происходило защемления на штоке. Отсюда следует, что зазор должен быть оставлен между нажимной втулкой и буксой сальника. Впрочем, тогда легко получается то явление, что эта втулка своими движениями заметно для глаза воспроизводит отклонения поршневого штока от оси. Если это нежелательно, то зазор необходимо оставлять между штоком и крышкой. Для того, чтобы в этот зазор не попадал набивочный материал, рекомендуется закладывать под крышку кольцо b, фиг. 4 а табл. 58, охватывающее шток без зазора [1]).

От этого правила целесообразно отступать при вращающихся штоках, особенно, если они производят качательные движения, так как, если крышка плотно охватывает шток, то страдает резьба болтов, а самые болты подвергаются при этом напряжению на изгиб.

Высота h_1 наружной цилиндрической поверхности крышки, фиг. 3 табл. 58, определяется тем условием, чтобы крышка, будучи вдвинута в буксу до отказа, оставляла в ней для набивки высоту не больше той, какая как раз необходима для обеспечения уплотнения. Эту наименьшую высоту набивки можно принять приблизительно равной $d_1 - d$. Отсюда для крышки по фиг. 1 табл. 67 получается

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta,$$

а для крышки по фиг. 3 табл. 58

$$h_1 = h - \frac{d_1 - d}{2} + \delta + h_3.$$

*) Для штоков диам. не выше 50 *мм*. [*Ред.*].

[1]) См. по этому поводу статью Зондермана (Sondermann), „Stopfbüchsen für Normalpackung ohne und mit Stangenführung", Der praktische Maschinenkonstrukteur, 1921, стр. 182 и сл.

Глубина камеры для набивки (фиг. 3 табл. 58) определяется высотой h [ур. (519), стр. 368] и тем расстоянием, на какое должна быть сжата набивка, чтобы осуществить уплотнение.

Фланцу крышки сальника при двух болтах придают форму, изображенную на фиг. 3 табл. 58 (вверху); при трех болтах его делают круглым. Толщина чугунного фланца составляет обычно около $1{,}25\,\delta$, если нет особых оснований для выбора другого размера.

Эллиптическая форма фланца при двух болтах вызывает ничем не оправдываемое удорожание изделия. Если обрабатывать такой фланец точно по эллипсу, то крышка обойдется дорого, если же ограничиться приблизительной обработкой эллипса, то крышка будет иметь некрасивый вид. Значительной ширины фланца, если она вообще требуется, можно достигнуть и при контуре, составленном из круговых дуг и прямых линий, при условии надлежащего выбора центров окружностей.

Смазочный материал можно подводить как изнутри, так и снаружи набивки. Первый способ совершеннее. Он может быть осуществлен согласно фиг. 4 табл. 58 путем устройства масляной камеры, содержимое которой способствует хорошему уплотнению. Второй сальник, необходимый при этом для уплотнения относительно наружного пространства, отпадает, если масляную камеру расположить согласно фиг. 5 табл. 58. Аналогичное устройство изображено и на фиг. 2 и 4 табл. 57. Оно принадлежит цилиндру аммиачного компрессора (устаревшей конструкции) завода Эслинген и должно обеспечивать довольно трудно достижимое уплотнение относительно аммиака. Набивка состоит из хлопчатобумажных колец и одного положенного спереди кольца из резины с пеньковой прокладкой. Нажимная втулка снабжается набивкой из хлопчатобумажных колец (иногда и здесь спереди кладут еще резиновое кольцо) для предупреждения утечки масла. Кольцеобразное пространство фонаря g соединяется с всасывающей стороной компрессора, чтобы отводить назад в цилиндр пары аммиака, проникшие до этого пространства.

Менее совершенны в отношении смазки другие конструкции, в которых масло подводится к поршневому штоку снаружи набивки и поэтому сравнительно медленно доходит до нее.

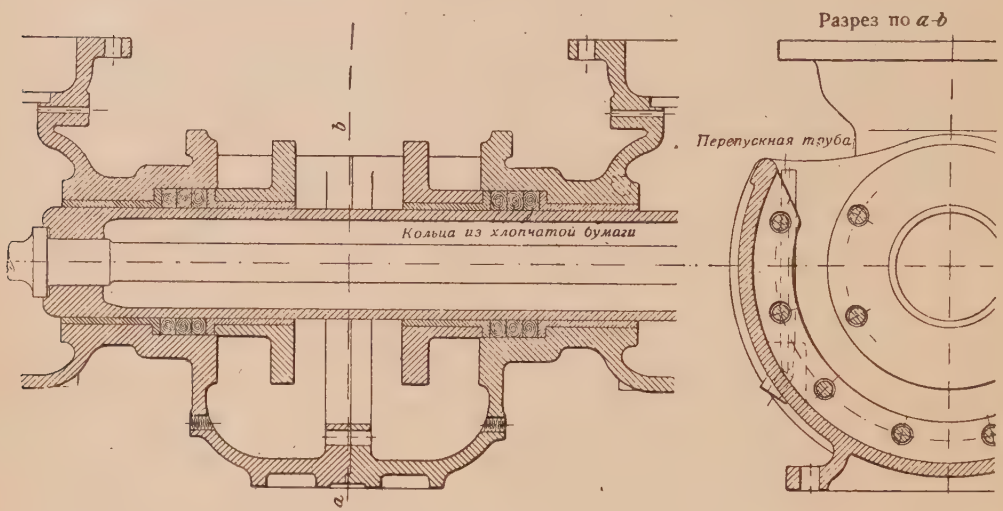
В горизонтальных сальниках по фиг. 6 и 7 табл. 58 шток смазывается путем заливки масла в отверстие g, при обращенном вверх сальнике — точно таким же образом, а при обращенном вниз — „висячем“, по фиг. 8 табл. 58—путем заполнения желобка h смазочным материалом, который через канал g попадает на шток. В конструкции по фиг. 1 табл. 67 смазочный материал наливают в кольцеобразную чашку h. Металлическая набивка, подобная рассмотренной при описании поршней, предупреждает утечку смазочного материала книзу. Сама чашка подвешена на трех удлиненных крышечных болтах сальника.

В случае горизонтального сальника по фиг. 9 табл. 58 шток смазывается посредством фитиля, один конец которого погружен в масляный резервуар a, а другой опущен в смазочное отверстие b. Относительно достоинств и недостатков фитильной смазки см. стр. 202 настоящего тома.

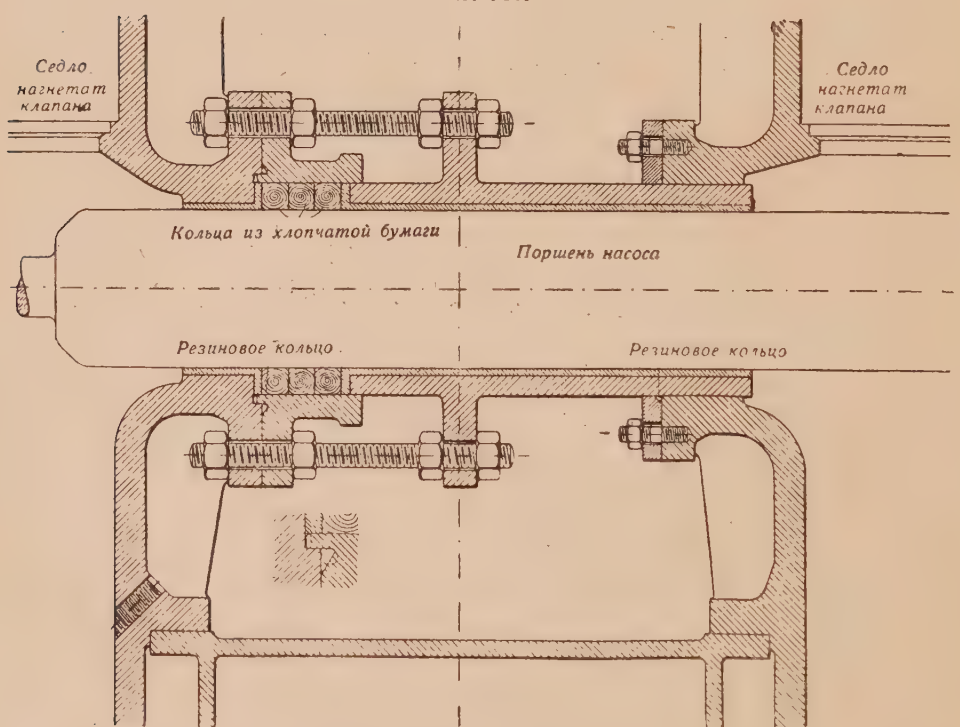
Все смазочные приспособления должны были бы давать возможность при обнаружении чрезмерного нагревания поршневого штока усиленным подводом масла временно задерживать повышение температуры, пока не удастся остановить машину. Смазочные устройства по фиг. 2 табл. 57, фиг. 4 и 5 табл. 58, фиг. 1 табл. 67

допускают это в большей мере, чем устройства по фиг. 6 до 9 табл. 58. При высоком давлении в набивке рекомендуется прибегать к смазке при помощи насоса (см. фиг. 4 и 5 табл. 58 и др.).

Фиг. 779.



Фиг. 780.



Выступы *c* на днищах цилиндров по фиг. 8 табл. 58 и фиг. 1 табл. 67 (цилиндры вертикальны) должны задерживать примеси, которые иначе легко могли бы проникнуть вместе с конденсационной водой в сальник и в набивку.

В насосах двойного действия, в которых сальники часто располагают по фиг. 779, нередко, чтобы с'экономить один сальник, а также уменьшить общую длину машины и потери на трение, в качестве крышки сальника используют насосный цилиндр, как это указано на фиг. 780. С одной стороны для уплотнения плунжера применяют просаленную хлопчатобумажную набивку; с другой стороны подвижный насосный цилиндр уплотняется относительно насосного пространства посредством резинового кольца (сальник „Уна")*).

Пеньковые и хлопчатобумажные шнуры часто переплетают шелком-сырцом для повышения их сопротивляемости химическим влияниям (рассол, кислоты), либо резиной или проволокой, чтобы сделать их эластичнее. Для уплотнения относительно газов или паров высокой температуры применяют асбест. Из него свивают шнуры, которые в свою очередь соединяют в плетни, прографичивают или пропитывают жиром.

Все эти набивки носят общее название мягких набивок.

2. Сальники с набивкой из кожи или резины.

После пеньки и хлопчатой бумаги, для уплотнения относительно холодной воды чаще всего в качестве набивочного материала применяют кожу. При жидкостях, разрушающих кожу или размягчающих ее в недопустимой степени, как, напр., горячая вода, этот материал неприменим. Для жидкостей, нагревающихся лишь на короткое время до температур не выше, примерно, 70° С, можно применять кожу хромового дубления.

Сальники с кожаной набивкой изображены на фиг. 10, 11 и 12 табл. 58. Первая и последняя конструкции обеспечивают уплотнение как против внутреннего, так и против наружного избыточного давления, сальник по фиг. 11—только против внутреннего. Конструкцию по фиг. 12, в виду большого сопротивления трения, рекомендовать нельзя; в этом смысле конструкция по фиг. 10 заслуживает решительного предпочтения, если только дело не идет об очень высоком гидравлическом давлении. В последнем случае встречаются иногда в одном и том же месте обе конструкции, по фиг. 10 и по фиг. 11, поставленные рядом, одна за другой.

Относительно кожаных манжет мы можем сослаться на то, что уже было сказано по поводу них при рассмотрении поршней, на стр. 320 и сл.**). Они зажимаются в сальнике с помощью винта или гайки, снабженной шестигранной головкой (фиг. 11) или же отверстиями a (фиг. 10). В первом случае затягивание производится посредством обыкновенного гаечного ключа, во втором — посредством крючкового ключа, снабженного штифтом, который вставляется в отверстия a.

В углекислотных компрессорах для уплотнения также применяют кожаные манжеты в комбинации с резиновыми или хлопчатобумажными кольцами, как показано на табл. 59. Применяя резиновые кольца, нужно иметь в виду, что резина, особенно при действии на нее углекислоты, сильно разбухает, вследствие чего при подтягивании набивки необходима осторожность. Пространство g (фонарь) соединено с всасывающей стороной компрессора в целях отвода дошедшей до этой камеры угле-

*) Относительно этого сальника см. А. Дамэ, „Поршневые насосы" (СПБ., 1910), стр. 205 и сл. [*Ред.*].

**) Также и здесь скорость штока не должна превышать 1 *м/сек*. [*Ред.*].

кислоты. Проложенная спереди набивка из хлопчатобумажных колец предупреждает вытекание смазочного масла (ср. также стр. 366).

Относительно кожаных и резиновых уплотнений для воды, находящейся под высоким давлением, см. статью Штюкле, упомянутую в выноске на стр. 366.

В конструкциях по фиг. 10 до 12 табл. 58 предполагается, что части, которые должны быть снабжены резьбой, изготовлены из бронзы или сукрасного литья, так как чугунная резьба при частом употреблении не может считаться надежной. Часто лишь одну резьбу делают из нержавеющего металла, другую же — из железа или стали.

Если в каком-либо частном случае (по этой причине или же в виду затруднительности изготовления нарезки, обусловленной формой или размерами изделия), укрепление манжеты посредством одного болта недопустимо, то для этой цели применяют обычную сальниковую крышку с двумя или тремя болтами, как это описано в п. 1; единственное различие заключается в том, что место набивочного пространства здесь занимает кожаная манжета.

Уплотнительные манжеты изготовляют также из резины или гуттаперчи. При употреблении этих материалов следует помнить о том, что многие жидкости, напр., масло, могут действовать на них разрушающим образом.

3. Сальники с металлическими набивками.

Непрерывное повышение рабочих давлений пара сильно способствовало широкому распространению металлических набивок. Для машин, работающих перегретым водяным паром, и для двигателей внутреннего сгорания они являются необходимостью, равно как и для аммиачных компрессоров, работающих сухим паром. Иногда их эффект еще усиливается располагаемой впереди мягкой набивкой из асбеста или из других материалов, хорошо сопротивляющихся действию высоких температур (обычно — в виде шнура), при чем эта мягкая набивка одновременно компенсирует влияния теплового расширения металлической набивки. При этом приходится, конечно, мириться с необходимостью довольно частой смены мягкой набивки.

Фиг. 781.

Фиг. 782.

Переход от мягких набивок к чисто металлическим представляют металлические набивки с мягкой сердцевиной (ядром), состоящие из ряда колец мягкого металла, круглого, прямоугольного или квадратного поперечного сечения, пустоты которых заполнены смесью асбеста и графита, прографиченным асбестом или графитовой смазкой, см. фиг. 781. Иногда такие кольца снабжают маленькими отверстиями, через которые смазывающий материал может выдавливаться во время работы и попадать на шток. Нередко встречаются и другие формы поперечного сечения набивки, напр., указанные на фиг. 782, с жилами из асбеста, хлопчатой бумаги или кожи. Благодаря форме своего поперечного сечения, кольца обладают известной эластичностью. При очень большой скорости

движения штока кольца могут быстро разрушиться, если, вследствие своей податливости, они сплющатся и от этого между ними получится зазор. В таких случаях прибегают к добавлению колец из волокнистых материалов или из кожи, либо закладывают каждую пару колец в жесткую камеру, подобно тому, как это изображено (впрочем, не для набивки с мягкой сердцевиной) на фиг. 5 табл. 56, фиг. 2 табл. 62 и фиг. 2 табл. 65. Такого рода кольца изготовляют, в числе других фирм, Гетце (Fr. Götze, Burscheid), Хун (G. Huhn, Berlin), Лехлер (P. Lechler, Stuttgart). Они пользуются довольно широким распространением, особенно сорта по фиг. 782 с кожаными или хлопчатобумажными жилами, в сальниках насосов при гидравлических прессах (см. также отчет Штюкле, упомянутый в выноске на стр. 366).

В описанных ниже конструкциях применены чисто металлические кольца.

На фиг. 13 табл. 58 изображена металлическая набивка Говальдта (Howaldt), называемая также набивкой Кацештейна (Katzenstein). Она состоит из ряда разрезанных на две части металлических*) колец с коническими торцевыми поверхностями. Эти кольца закладывают, как показано на чертеже, так, чтобы стыки их были смещены друг относительно друга, и сверху кладут кольцо из эластичного шнура. При затягивании гаек крышечных шпилек сальника самая верхняя и самая нижняя пары колец прижимаются к штоку, тогда как средняя пара прижимается к стенкам набивочной камеры и производит здесь уплотнение. Число пар колец зависит от условий каждого отдельного случая. Так, если шток должен получать в металлической набивке некоторое направление, то применяют большее число колец, чем в том случае, когда требуется лишь достаточное уплотнение и т. д. Для извлечения отдельных половинок колец из сальника и для вкладывания их на место они снабжены нарезанными отверстиями.

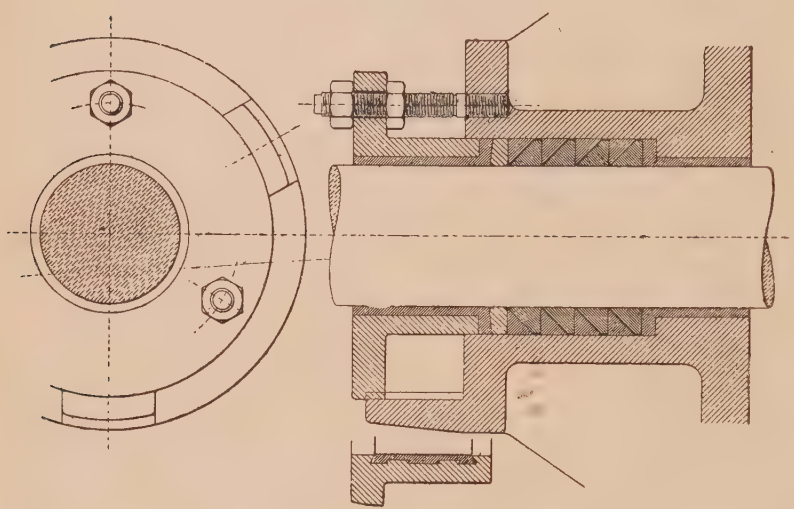
Гминдер (W. Gminder, герм. пат. № 51 831), фиг. 14 табл. 58, снабжает уплотняющие кольца, состоящие из двух половинок и изготовленные из мягкого металла, кольцевыми канавками прямоугольного сечения по их внутренней цилиндрической поверхности и такими же канавками, но треугольного профиля, по наружной цилиндрической поверхности. При затягивании крышки сальника, нажимающей на кольца, узкие поверхности их, остающиеся между канавками, плотно прижимаются к поверхности штока, соотв к стенкам буксы, и таким образом дают более быстрое и более надежное уплотнение. Само собою разумеется, что канавки треугольного профиля достигают этой цели лучше, чем канавки прямоугольного сечения. Однако, для внутренней поверхности колец они недопустимы в виду чрезмерно большого срабатывания их скользящим мимо них штоком. Мнение, будто эти кольцевые канавки оказывают уничтожающее влияние на давление („рифленые поверхности набивки, называемой также лабиринтной набивкой, имеют целью торможение пара, вследствие чего его упругость быстро падает до нуля"), согласно сказанному на стр. 351 и сл. (эти замечания могут быть распространены, с соответствующими изменениями, и на эту набивку), является ошибочным. Кроме того, в данном случае канавки, обращенные к штоку, быстро заполняются маслом и грязью, следовательно, вскоре после пуска машины в ход вообще перестают действовать как

*) Из сплава: Pb = 80%, Sn = 12 до 18%, Sb = 8 до 2%. Температура плавления его составляет около 190° C. [*Ред.*].

канавки (расширения поперечного сечения). Очевидно, что этот заполняющий материал только способствует уплотнению. Большее число кольцевых канавок создает больше возможностей для попавших в набивку песчинок и т. п. застрять в этих канавках, что предохраняет от их действия поверхность штока. При пришлифованных поршнях для этой цели обычно устраивают специальный грязеулавливающий желобок (ср., напр., фиг. 12 табл. 54).

При вкладывании металлической набивки в сальник конические поверхности колец следует хорошо смазать тавотом или т. под., затем, посредством прилагаемых к каждой набивке особых держателей, ввинчиваемых в половинки колец, вводят в буксу одновременно по паре половинок, составляющих вместе одно кольцо, начиная с самых нижних, при чем нужно следить за тем, чтобы нижнее кольцо плотно село на дно буксы. Если при этой операции, вместо держателя, применяют нитку, то, вложив кольца, следует не забыть убрать ее из сальника. Следующие кольца — обычно четыре яруса, состоящие в общем из 16 полуколец — вкладывают таким образом, чтобы стыки соседних колец были смещены, примерно, на $^1/_8$ оборота. Сверху кладут кольцо из обыкновенного витого или плетеного шнура, после чего осторожно и равномерно слегка затягивают втулку. Создавать сразу полное уплотнение посредством резкого затягивания гаек — ошибочно: необходимо дать время штоку пришлифоваться к металлической набивке, набивке — приработаться к штоку и к стенкам набивочной камеры, а канавкам — наполниться смазочным материалом и грязью.

Фиг. 783.



Кольца, прилегающие к штоку, целесообразно изготовлять из белого металла, наружные же кольца — из бронзы, для того, чтобы при смене колец белого металла бронзовые кольца можно было сохранить для дальнейшей работы. В случае перегретого пара необходимо применять для изготовления набивочных колец белый металл с достаточно высокой температурой плавления *). Эластичный шнур, как и всякую мягкую набивку, приходится периодически сменять.

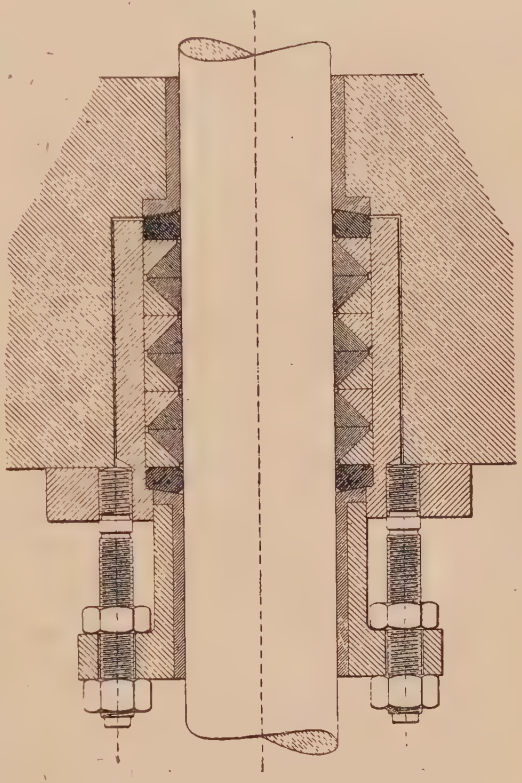
*) Кроме сплава, указанного в выноске на стр. 379, обычно пользуются еще следующими:

	Pb	Sn	Sb	Cu	*t плавл.*
I	45%	45%	10%	—	192° C
II	65%	20%	15%	—	240° C
III	—	89%	7%	4%	230° C

См. Rötscher, т. I (1927), стр. 586. [*Ред.*].

В местах разъема половинки колец не должны соприкасаться, для того, чтобы по мере износа внутренней поверхности их можно было сближать, регулируя, таким образом, внутренний диаметр колец. Когда, наконец, эти места соприкоснутся, то посредством опиливания стыков можно снова восстановить необходимый зазор. Фирма Хун стремится устранить эту несколько кропотливую работу, делая кольца белого металла полыми по концам и настолько податливыми, что по мере износа внутренней кольцевой поверхности их можно сжимать (герм. пат. № 262 260 от 21/I 1912 г.).

Фиг. 784.



На фиг. 783 изображен сальник с направляемой крышкой: благодаря такому устройству сальника поршневой шток получает лучшее направление, а вместе с тем исключается опасность перекоса крышки [1]).

На фиг. 784 изображено устройство нижнего (подвесного) сальника вертикальной машины, позволяющее легко вынимать всю набивку, равно как и производить замену отдельных колец.

Все металлические набивки, описанные до сих пор, дают удовлетворительное уплотнение только при призматических штоках точно круглого поперечного сечения. Поперечные движения и перекос штока они допускают (при условии соответствующей величины зазора в грундбуксе) лишь в весьма ограниченной мере, а именно постольку, поскольку можно использовать радиальные зазоры конических колец, зависящие от податливости мягкой набивки в осевом направлении.

Боковая подвижность или, по крайней мере, боковая эластичность, необходимы в особенности для машин, которые должны допускать реверсирование (судовые машины, паровозы и т. д.). В машине, проработавшей в определенном направлении сколько-нибудь продолжительное время, направляющие, крейцкопф, а также грундбукса обнаруживают более или менее сильный односторонний износ. При перемене хода меняется в большинстве случаев и направление давления на параллели. Имеющийся в них, хотя бы и весьма малый, зазор стремится вызвать соответствующее отклонение поршневого штока. Если металлическая набивка не сдвигается и не обладает эластичностью в боковом направлении, то в поршневом штоке возникают напряжения изгиба, от чего в большинстве случаев страдает и уплотнение. Боковой подвижностью обладает сальник Шеллинга (Schelling), особенно часто применяемый в судовых машинах. В имеющуюся в сальнике камеру закладывается металлическая

[1]) Ср. также работу Зондермана, упомянутую в выноске на стр. 374.

коробка мягкой меди, состоящая из трех частей, фиг. 9 табл. 50. Пространство между коробкой и стенками набивочной камеры заполняется мягкой набивкой, и все это сжимается разъемным на две части нажимным кольцом. Верхнее кольцо, из обыкновенного набивочного материала, защищает сальник от проникания пыли и грязи.

К числу подвижных сальников относится также конструкция Шмидта (W. Schmidt, Wilhelmshöhe), предназначенная для сильно перегретого пара (герм. пат. № 172 235 от 18/XI 1904 г.). Она изображена на фиг. 3 табл. 64. Если не считать подшипника для штока (с смазочным резервуаром) — на чертеже он расположен справа от сальника, — то конструкция состоит из двух частей: из собственно сальника, приспособленного для металлической набивки, и из его опоры в цилиндре. Эта опора дает втулке возможность как поворачиваться, так и передвигаться, чтобы свободно следовать прогибу поршневого штока. Первое достигается устройством колец K_1 и K_2 со сферическими поверхностями f_1 и f_2, боковой сдвиг происходит по плоским торцевым поверхностям этих колец. Те поверхности, которые должны осуществлять уплотнение относительно пара, тщательно отшлифовываются. Характерной особенностью сальника является пружина F, сжимающая металлическую набивку (ср. выноску 1 на стр. 384). Благодаря наличию пространства, сообщающегося с наружным воздухом, набивка охлаждается, что имеет целью предохранение колец белого металла от действия слишком высокой температуры. Сальник описанной конструкции предназначен для паровозов.

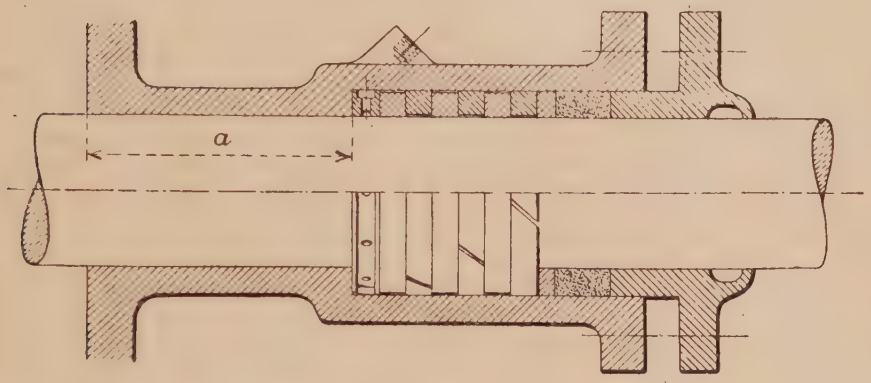
На фиг. 2 табл. 66 изображен так наз. американский сальник, первоначально разработанный United States Metallic Packing Co. в Филадельфии, но в настоящее время изготовляемый и многими европейскими фирмами, в Германии — фирмой Дрейер и К° (Max Dreyer & Co., Magdeburg). Главную набивку, которая занимает место от a до b, при высоких давлениях дополняют еще предварительной набивкой ($b — c$), которая по своему устройству аналогична только-что описанной конструкции Шмидта. Главная набивка действует следующим образом: два уплотнительных элемента d, лежащие друг против друга и удерживаемые с боков направляющими сегментами e, посредством пружин f_1 прижимаются к штоку. Для уплотнения мест штока, не охватываемых частями e, за первым кольцом помещено второе с смещенными сегментами. Для того, чтобы оба кольца соприкасались по возможности непроницаемо для пара, они прижимаются друг к другу аксиальными пружинами f_2. Изображенное устройство предварительной набивки, которое позволяет полному давлению пара радиально действовать на кольца, вызывает некоторые сомнения. Поэтому предпочтение следует отдать конструкции по фиг. 3 табл. 64. Лучшее уплотнение, достигаемое в конструкции по фиг. 2 табл. 66 ценой более высокого трения, может иметь следствием сильный износ штока или колец, и в первом случае — поломку этих колец. Несмотря на этот хорошо известный недостаток (ср., напр., герм. пат. № 228 458 от 30/VII 1908 г. фирмы United Kingdom Self-Adjusting Anti-Friction Metallic Packing Syndicate, Liverpool), этот способ прижатия колец давлением пара часто применяется еще и теперь. Повидимому, существенную роль в большом распространении американской набивки сыграл, главным образом, материал колец, обладавший, наряду с достаточной пластичностью, также необходимой сопротивляемостью износу даже при температурах высокого перегретого пара.

При конструировании сальников, которые должны обеспечить уплотнение относительно паров и газов высокой температуры, например, для паровых машин, рабо-

тающих перегретым паром, и двигателей внутреннего сгорания, рекомендуется трактовать сальник исключительно, как деталь для уплотнения поршневого штока, но не для его направления и опоры. Вес поршня и соответствующей части штока должен передаваться поршнем непосредственно на стенку цилиндра (ср. стр. 354 и 362), если только не взят шток, заранее изогнутый таким образом, что под влиянием действующих на него сил тяжести он принимает форму прямого цилиндра (ср. стр. 362 и 363).

Сальник, который можно рекомендовать для машин, работающих перегретым паром, изображен на фиг. 785. Все его части состоят из чугуна, за исключением

Фиг. 785.



слоя асбеста, к которому прижимается крышка. Собственно уплотняющие кольца — на чертеже их показано шесть — имеют внутренний диаметр поочередно на 1 *мм* меньше и больше диаметра штока. Эти кольца косо разрезают таким образом, чтобы после этого одни уплотняли по наружной поверхности, а другие — по внутренней [1]). Размер *a* взят здесь возможно большим, для того, чтобы набивка нагревалась как можно меньше. Так как набивочные кольца этого сальника сделаны не из пластичного материала, то в данном случае высказанное выше требование призматической формы штока с точно круглым поперечным сечением приобретает особенно важное значение. Если это требование выполнено и если внутренняя цилиндрическая поверхность колец вполне гладка и имеет в напряженном состоянии точно круглую форму, то при надлежащем выборе материала обеих частей сальник прирабатывается к штоку в течение нескольких дней. В первое время смазка должна быть очень обильной. Поверхность штока и колец становится твердой и стекловидной, при чем этот верхний твердый слой отлично противостоит износу, благодаря чему при благоприятных условиях набивка может оставаться в сальнике несколько лет без замены. Но если, вследствие недостаточного внимания или невыполнения указанных выше условий, износ обнаружится уже во время периода прирабатывания (он начинается образованием продольных бороздок или появлением на поверхности штока маленьких блестящих чешуек, происходящих от „смазывания“ материала), то в дальнейшем этот износ уже не прекращается. В конечном результате приходится менять кольца и снова шлифовать шток.

---

[1]) Для расчета давления нажатия этих колец и напряжения, испытываемого ими при этом, можно пользоваться работой Рейнгардта, упомянутой в выноске на стр. 333.

В виду того, что „самозажимные кольца“ сальников изготовить точно круглыми не легко, уплотняющие кольца часто составляют из нескольких частей и особыми пружинами прижимают их к штоку. Эта идея осуществлена, например, в набивке Швабе (Schwabe, герм. пат. № 113 098 от 18/V 1899 г.). На фиг. 5 табл. 56 изображена, на основании сообщения технического бюро Прелля (Dr. Pröll, Dresden), более новая конструкция колец для сальников паровых машин. Уплотняющие кольца, состоящие каждое из шести частей и положенные в три отдельных камеры, прижимаются к поршневому штоку трубчатыми спиральными пружинами. В каждой камере находится два кольца, повернутых одно относительно другого на 60°. Кольцо, которое лежит ближе к внутренности цилиндра, посредством мелких отверстий разгружено от давления пара, чем устраняется обычное без этого распирание частей кольца, могущее привести к поломкам (герм. пат. № 192 990 от 5/IV 1906 г.). Помещение колец в жесткие камеры необходимо для обеспечения свободной радиальной игры. Если давление крышки сальника воспринимается самими кольцами, как в конструкции по фиг. 785, то игра колец оказывается недостаточной или даже совсем невозможной [1]).

При низком давлении пара число пар колец может быть уменьшено [2]). В других конструкциях — одна из них изображена на фиг. 6 табл. 56 — впереди помещена мягкая набивка. Для перегретого пара давлением выше 7 *atm*, рекомендуется масло подводить под давлением за первым кольцом.

Спиральные пружины, по имеющимся сведениям, хорошо противостоят температуре перегретого пара. От действия газов в двигателях внутреннего сгорания их, конечно, приходится предохранять. Соответствующее изменение упомянутой выше конструкции, одновременно предупреждающее отделение частей колец от штока при внезапных повышениях давления, защищено дополнительным патентом № 172 087 от 12/I 1905 года.

Аналогичного рода набивка с помещенной спереди мягкой набивкой для предупреждения выхода паров при остановке машины изображена на фиг. 2 табл. 62. Эта конструкция относится к аммиачному компрессору завода Аугсбург-Нюренберг (MAN). В каждой из четырех камер *b* лежит по два разъемных на две части кольца *a* из белого металла. Они прижаты к штоку самозажимными пружинящими кольцами *c*, которые детальнее изображены на фиг. 2 табл. 65. Вторая — считая изнутри — камера сделана в виде фонаря, полость которого *d* соединена с всасывающей стороной компрессора, что́ имеет целью обратный отвод паров, проникающих во время работы в это пространство. Ср. с этой конструкцией набивку по фиг. 1 табл. 83 сальника нового аммиачного компрессора завода Эслинген. Вместо пары состоящих из двух частей колец белого металла в каждой камере здесь имеется всего лишь по одному чугунному пружинящему кольцу.

---

[1]) Если при этом применяются кольца с коническими торцевыми поверхностями, то осевое давление, необходимое для радиального прижимания набивки, может быть различным, так как оно зависит от многих обстоятельств, как давление пара, тепловое расширение частей набивки, степень гладкости конических поверхностей. Для того, чтобы по возможности компенсировать эти разнообразные влияния, в сальник вводят мягкую набивку (ср., напр., фиг. 13 и 14 табл. 58) или пружину (фиг. 3 табл. 64, фиг. 1 табл. 55).

[2]) О результатах измерения посредством индикатора давления в различных камерах сальника Швабе сообщалось в Z. d. V. d. I., 1903, стр. 1049 и сл. [Статья J. Finkel'я].

Другая набивка, предназначенная для газовых двигателей, показана на фиг. 1 табл. 55. Ее стремление к расширению учитывается устройством спиральных пружин, положенных под гайки болтов крышки. Ср. также выноску 1 на предыдущей странице.

На фиг. 2 табл. 65 изображен сальник большого двухтактного газового двигателя Зигенского Машиностроительного Акц. О-ва. В этом сальнике из чугуна сделано только основное кольцо *a*, расположенное непосредственно за камерой сгорания, уплотняющие же кольца *b* изготовлены из белого металла *). Задача первого кольца состоит в том, чтобы предохранять кольца белого металла от непосредственного действия горячих газов. Стенки набивочной камеры снаружи охлаждаются. Уплотняющие кольца растачивают точно по диаметру штока, затем разрезают каждое на две половинки, оставляя зазор по стыку, и прижимают пружинящим внутрь стальным кольцом к штоку. Мягкая набивка, смена которой делает необходимой остановку машины, что́ нежелательно, здесь отсутствует. В виду этого применено большое число колец, чтобы обеспечить полное уплотнение против газов, содержащих в своем составе ядовитую окись углерода. По такому же принципу устроена эта набивка и для паровых машин.

Число колец в сальниках описанных выше конструкций зависит не только от величины избыточного давления, но и от длительности его действия и характера его изменений. В быстроходных машинах это число может быть меньше, чем в тихоходных, в паровых машинах с конденсацией — меньше, чем в машинах без нее. В первых иногда соединяют внутренность сальника с конденсатором, чтобы не дать заметить пропущенный в сальник пар, но такой прием влечет за собой значительное удлинение набивки, если только хотят предупредить засасывание воздуха при обратном ходе поршня. Кроме того, при этом легко впасть в заблуждение относительно действительного качества работы сальника. Рекомендовать можно как раз обратное средство, чтобы предупреждать засасывание воздуха в конденсатор: впускать в набивку пар, давление которого несколько превосходит наружное рабочее давление („запорный“ пар). В сальниках конденсационных воздушных насосов для этой цели всю наружную сторону набивки погружают в воду, устраивая в этом месте соответствующую чашку или корыто. Такой же прием часто применяют в водяных насосах для предупреждения засасывания воздуха в цилиндр; ср., напр., фиг. 779, стр. 376.

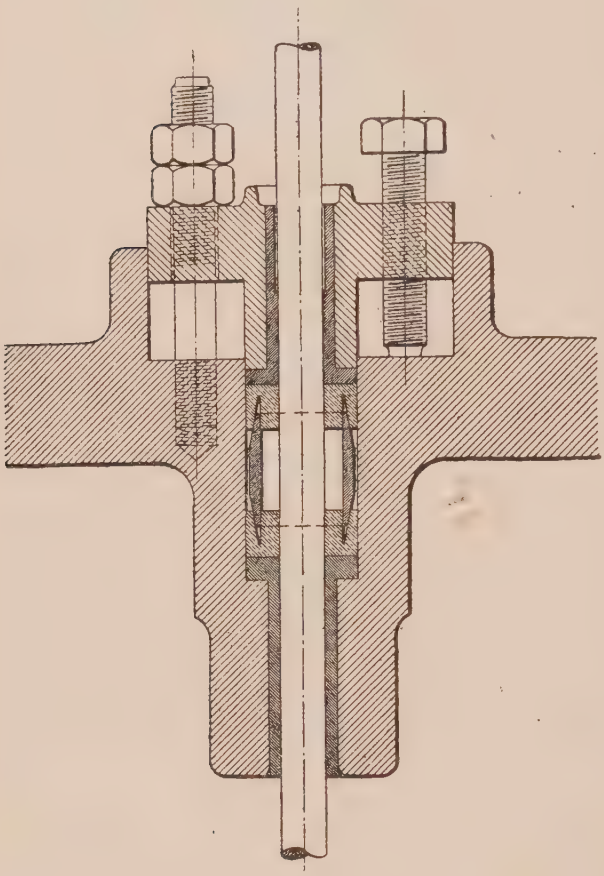
Как уже упомянуто, для уменьшения количества пара, пропускаемого стыками колец, эти стыки смещают один относительно другого, при чем необходимо принимать специальные меры, чтобы обеспечить длительное сохранение кольцами надлежащего взаимного положения. Часто это значительно усложняет конструкцию. Некоторые конструктора из тех же соображений помещают за каждым разъемным кольцом одно цельное. Фирма Зак и Киссельбах (Sack & Kiesselbach, G. m. b. H., Düsseldorf-Rath) применяет для той же цели разделенное на три части кольцо, на которое окружные силы действуют таким образом, что только один стык остается открытым. Это кольцо соединяется с цельным кольцом так, что место прилегания последнего к штоку находится позади упомянутого стыка (герм. пат. № 339 126

*) По Гюльднеру, применение набивочных колец из мягких сплавов в сальниках двигателей внутреннего сгорания нецелесообразно, так как они не обладают необходимой долговечностью. См. Гюльднер (1916), стр. 143. *[Ред.]*.

от 12/VI 1919 г.). Часто стыки колец перекрывают особыми пластинками, аналогично тому, как это делается в поршневых кольцах (фиг. 4 и 6 табл. 54. См. также фиг. 2 табл. 53, фиг. 1 и 2 табл. 60).

На фиг. 786 изображена набивка для сальников, выпущенная в продажу фирмой Вильдт (E. Wildt, Mannheim) по патенту Клуга (Klug, герм. пат. № 110 732 от 28/XII 1898 г.). Эта конструкция применена к стержню впускного клапана машины с клапанным распределением, работающей паром, перегретым, примерно, до 260° С. Одно верхнее и одно нижнее уплотняющие кольца, состоящие каждое из двух частей и изготовленные из специальной набивочной массы, упираются в составленное из двух или трех частей полое тело с коническими концами. Стык верхнего кольца смещен относительно стыка нижнего. Отдельные планки распорного полого тела вставлены с зазором, пространство между обоими уплотняющими кольцами заполнено маслом. Благодаря тому, что пар стремится подать нижнее уплотняющее кольцо кверху, конические концы глубже проникают в эластичную набивку и этим вызывают более тесное ее прилегание к штоку.

Фиг. 786.

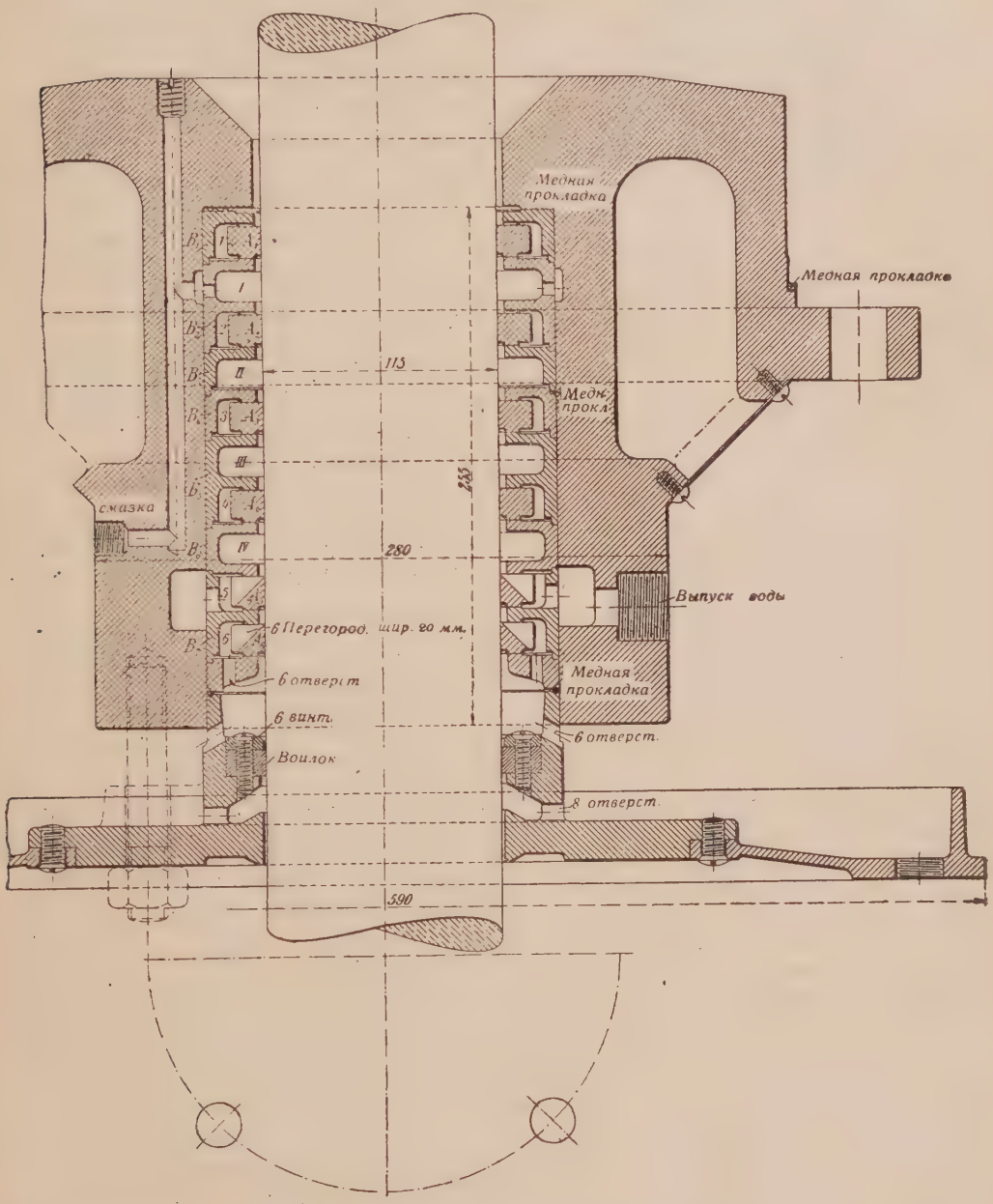


В другом виде набивки, часто применяемой для тонких клапанных шпинделей, подверженных высокому давлению (впервые она предложена Вердером — E. Werder), применены длинные тонкие стружки мягкого металла особого состава, которые равномерно и плотно утрамбовываются кругом шпинделя в набивочную камеру буксы обыкновенного сальника (например, набивка „планит“ фирмы P. Lechler, Stuttgart). Иногда эти стружки спрессовываются в сплошную плотную массу, которую лишь с трудом удается удалить из буксы, что́ бывает необходимо при смене набивки. При помощи кольцеобразных прокладок из асбеста, клингерита и т. п. материалов набивку можно разделить на отдельные более легко вынимающиеся слои. Подобная набивка, применяемая для уплотнения стержня топливного клапана в двигателях и известная под названием набивки Левицкого (Lewicki), изображена на фиг. 1 табл. 81. Отдельные кольца ее спрессованы из металлических стружек. Эта набивка закрывается сверху пеньковой набивкой, пропитанной графитом (гидрографит).

4. Сальники с лабиринтной набивкой.

Во всех сальниках, описанных до сих пор, средством для уплотнения служит набивка (ср. стр. 365). Чтобы избежать ее, применяют так наз. лабиринтное

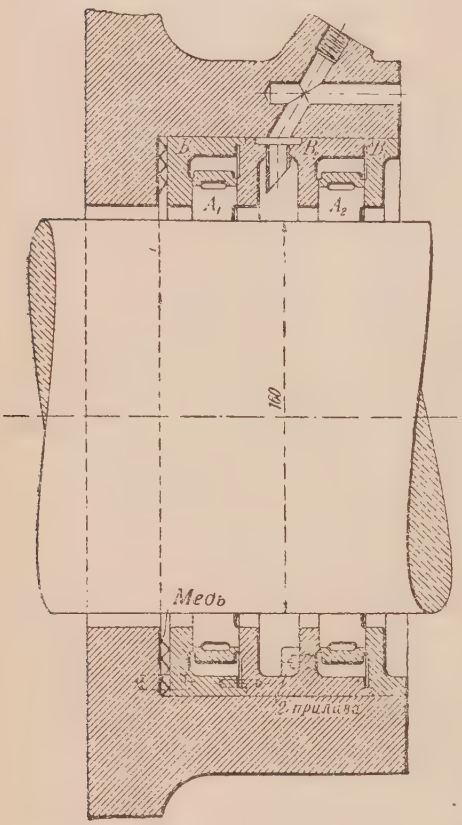
Фиг. 787.



уплотнение. Примером может служить, напр., сальник Ленца (H. Lentz, Berlin, герм. пат. № 157 512 от 6/III 1902 г. и дополнительные патенты № 161 622 и № 163 010).

На фиг. 787 изображен сальник Ленца для вертикальных машин в выполнении завода б. Свидерского (Maschinenbau-A.-G. vorm. Ph. Swiderski, Leipzig-Plagwitz). На поршневом штоке сидят цельные уплотняющие кольца A_1, A_2 и т. д., которые, согласно проспектам фирмы, пришлифованы к уплотняемому штоку. Кольца B_1, B_2 и т. д., прилегающие к стенкам буксы, образуют камеры 1, 2, 3 и т. д., в которых уплотняющие кольца A_1, A_2 и т. д. могут смещаться в боковом направлении вместе со штоком. Нижние плоскости колец A_1, A_2,... пришлифованы; сверху они имеют небольшой зазор или же плоские прорезы, как это показано на чертеже для двух верхних колец. Пар, пропускаемый уплотняющими кольцами, испытывает в камерах сальника постоянное уменьшение давления, при чем он конденсируется, а образующаяся вода отводится. В машинах с конденсацией получающееся на части хода обратное течение также может содействовать опорожнению камер. Жидкая смазка подводится под давлением в верхнюю часть сальника. Кольца A_5 и A_6 скошены, чтобы снимать со штока масло и конденсат.

Фиг. 788.



Описанная конструкция допускает боковую игру штока в довольно широких пределах.

Дальнейшее преимущество заключается в малом сопротивлении трения уплотняющих колец, прилегающих без давления к приработавшейся гладкой поверхности штока. Указание, сделанное на стр. 381 и 383, относительно необходимости крайне тщательной обработки штока и колец остается в силе и здесь. Особенно важно выдержать точно призматическую форму штока.

В горизонтальных машинах уплотняющие кольца под действием собственного веса постепенно изнашиваются. Чтобы компенсировать этот износ, их делают, по фиг. 788, разъемными из двух частей и окружают особым нажимным кольцом.

Кроме описанных конструкций сальников, существует еще множество других, на которых мы здесь останавливаться не можем. Сводку и разбор этих систем можно найти в работе Линена, указанной в выноске на стр. 366.

Подобно поршням, можно пришлифовывать и штоки. Однако, полного уплотнения относительно жидкостей, газов и паров можно ожидать лишь при том условии, если шток снабжен кольцеобразными канавками, которые заполняются смачивающей жидкостью, например, маслом. Примером может служить изображенное на табл. 78 уплотнение Ленца для клапанных шпинделей, получившее очень широкое распространение. Шпиндель, снабженный рядом кольцевых канавок, должен скользить без зазора в буксе из плотного чугуна. Чашка над буксой должна быть всегда запол-

нена маслом. Это уплотнение отличается малым трением. Распространенный способ отвода конденсирующейся воды из середины буксы в конденсатор нерационален по причинам, указанным на стр. 385, а также и потому, что вместе с водой отсасывается и масло. Следует предпочитать отвод воды наружу, так как при этом об исправном действии уплотнения шпинделя можно судить по количеству выступающего пара.

При конструировании сальников необходимо всегда принимать в соображение легкость сборки и разборки их, а также желательность возможно удобного доступа к уплотняемым местам в целях наблюдения за исправностью. Для выполнения первого требования сальники, упомянутые в пп. 1 до 4, часто заключают в особые коробки, вместе с которыми их можно передвигать по штоку (ср. фиг. 1 табл. 55). К тому же средству прибегают, когда хотят иметь возможность вынимать поршневой шток, не свинчивая крышки. Это бывает иногда необходимо, например, в судовых машинах двойного действия, в которых, вследствие недостатка места, шток нельзя вытащить вверх. В паровых молотах, у которых поршень, шток и баба представляют одно целое, сальник приходится делать разъемным по аксиальной плоскости. Для выполнения второго требования оставляют достаточно свободного места в направляющих (параллелях), фонарях и пр., делают достаточно большие окна и т. д. (ср. фиг. 1 табл. 83). Полезно также выводить водоспускные трубы в места, хорошо доступные для наблюдения.

II. Сальники для вращающихся валов.

В значительном большинстве случаев задача сальников для вращающихся валов и т. п. деталей состоит во взаимном уплотнении двух пространств относительно действующего постоянно в одном направлении рабочего давления, которое либо не изменяется, либо изменяется лишь медленно и притом в весьма узких пределах. Эта задача иногда представляет значительные трудности, особенно — при быстро вращающихся валах и высоких разностях давлений. Из большого числа существующих конструкций приведем несколько примеров.

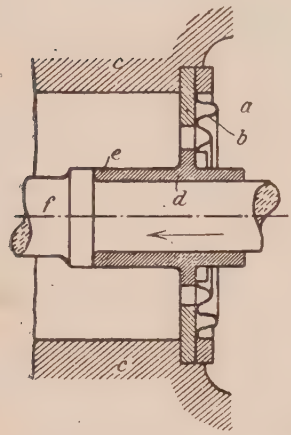
На фиг. 3 табл. 60 изображен сальник во всасывающем пространстве центробежного насоса, которое требует уплотнения относительно наружного воздуха. Конструкция принадлежит Всеобщей Компании Электричества (AEG) в Берлине. Сальник имеет в *e* водяной затвор, а впереди него — мягкую набивку (хлопчатобумажные кольца). Большая окружная скорость и грязная вода часто вызывают затруднения, которые при расположении набивки с напорной стороны могут еще возрасти при высоком избыточном давлении.

В принципиальном отношении интерес представляют следующие два устройства, разработанные Лавачеком (Lawaczeck).

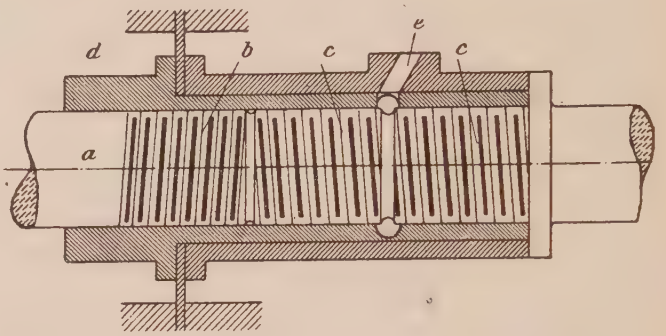
1. Уплотнение с помощью двух бунтов, поверхности которых пришлифованы между собой на подобие бунтов в гребенчатых пятах. Первый из них сделан подвижным относительно вала, другой — относительно кожуха (герм. пат. № 300 379 от 31/VII 1910 г.). Под действием избыточного давления в пространстве *a* (ср. фиг. 789), пружинящая (гофрированная) пластина *b*, связанная с неподвижным кожухом *c* и подвижной втулкой *d*, передвигается в направлении стрелки и при этом прижимает втулку *d* к бунту *e* вала *f*, чем и должно достигаться уплотнение.

2. Уплотнение вала *a*, фиг. 790, согласно герм. пат. № 353 815 от 26/VIII 1916 г. С помощью вязкой жидкости устройство действует следующим образом. Место уплотнения снабжено парой винтовых насосов *b* и *c*, с противоположным направлением спиральных канавок. Один из этих насосов, например, *b*, расположенный ближе к уплотняемому пространству *d*, вследствие более длинной нарезки, меньшей ее глубины и т. п., создает более высокое давление, чем противоположная нарезка *c*.

Фиг. 789.



Фиг. 790.



Благодаря этому, в том месте, где встречаются оба винтовых насоса *b* и *c*, или, вообще, в пространстве между обоими насосами во время работы образуется постоянный столб жидкости высокого давления. Жидкость, образующая такой затвор, подводится к винтовому насосу *c* посредством канала *e* *).

Описание других приспособлений, имеющих целью, путем особой конструкции вращающихся частей и устройства участков, на которых происходит торможение, разгрузить сальник от наивысшего давления подаваемой жидкости, можно найти в специальных трудах, посвященных соответствующей области машиностроения.

На фиг. 1 табл. 65 изображено лабиринтное уплотнение вала паровой турбины по конструкции Всеобщей Компании Электричества в Берлине. Вал снабжен рядом гребней. В промежутки между ними снаружи входят латунные уплотняющие детали особой формы (см. чертеж), своими острыми кромками очень близко подходящие к валу. Благодаря этому, пар, стремящийся выйти вдоль вала, вынужден протекать попеременно через узкие и широкие поперечные сечения. В первых его избыточное давление обращается в скорость, во вторых — скорость уничтожается вследствие образования вихрей. Последовательным включением большого числа таких ступеней давление пара постепенно уменьшается, а вместе с тем уменьшается и количество пара, проходящего между валом и кольцом. Эффективность этого устройства еще усиливается путем постоянного отсасывания пара из пространства *g* в одну из ступеней низкого давления турбины через сравнительно узкую трубу. Пар, собирающийся несмотря на это в пространстве *h*, отсасывается через ручной или автоматический вентиль в конденсатор или подогреватель, находящийся под вакуумом. Небольшой остаток пара уходит, в виде воды, из пространства *i* наружу. Уплот-

*) См. статью Графа (Graf), „Neuere Wasserturbinenanlagen in Deutschland", Z. d. V. d. I. 1917, стр. 10. [*Ред.*].

няющие кольца податливо укреплены в кожухе таким образом, что могут следовать за колебаниями вала, а задевая за него и от этого нагреваясь, могут свободно расширяться.

Относительно расчета подобных лабиринтных уплотнений, которые применяются также в турбокомпрессорах, мы должны сослаться на труд Стодола (Stodola), „Die Dampf- und Gasturbinen", 6-е изд. (1924), стр. 153 и сл. [1]).

На фиг. 1 табл. 66 изображено уплотнение на стороне низкого давления вала паровой турбины посредством угольных колец *c*, состоящих каждое из нескольких частей и прижимаемых к валу трубчатыми пружинами *d*. Конструкция разработана фирмой Waggon- und Maschinenbau-A.-G., Görlitz. От вращения кольца удерживаются особыми пластинками *e*. Чтобы предупредить засасывание воздуха и вызываемое этим ухудшение вакуума, а также повышение расхода пара, в камеру *f* вводят из ступени не слишком высокого давления небольшое количество пара, образующего затвор (см. стр. 385). Также и при лабиринтных уплотнениях в особую камеру на стороне низкого давления вводят запорный пар, чтобы воспрепятствовать засасыванию воздуха.

Устройство канавок в плоскостях, перпендикулярных к оси, если такие канавки имеются только на валу (это иногда встречается, напр., в центробежных насосах), следует считать нецелесообразным по причинам, указанным на стр. 351 и сл. Если такие канавки идут по винтовой линии, то при соответствующем направлении вращения вала они могут затруднить выход воды: в этом случае уже не может быть речи о лабиринтном эффекте в упомянутом выше смысле. Фирма Зульцер (герм. пат. № 146 390 от 18/XII 1902 г.) придает поперечному сечению винтообразной канавки специальный профиль, благодаря чему обратное проталкивание воды происходит более энергично.

Относительно такого устройства канавок как на вращающейся, так и на неподвижной части, которое удовлетворяло бы условию, формулированному на стр. 352, см. Z. d. V. d. I., 1917, стр. 10, фиг. 9.

---

[1]) См. также Винкгаус (Winkhaus), „Dampfverlust in Labyrinthdichtungen", Z. d. V. d. I., 1922, стр. 804 и сл.

Отдел шестой.

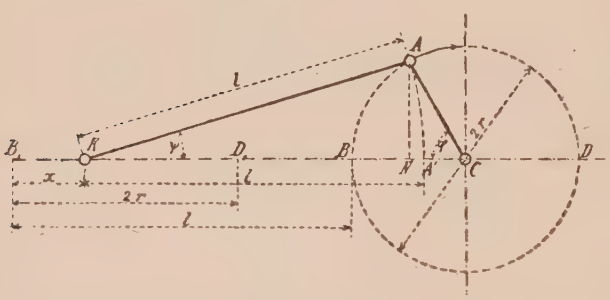
Детали машин, служащие для превращения прямолинейного движения во вращательное и обратно.

Вследствие своеобразного попеременно ускоренного и замедленного движения, совершаемого поступательно перемещающимися частями машин, возникают силы инерции, которые, в зависимости от обстоятельств, могут оказывать более или менее значительное влияние на конструкцию этих частей, а также на степень равномерности и спокойствие хода машины. Для суждения о таких деталях необходимо поэтому знать условия движения, соотношения между действующими силами и условия работы. В виду этого, в разделе A мы прежде всего рассмотрим их для наиболее важного случая.

A. КРИВОШИПНЫЙ МЕХАНИЗМ.

Примем следующие обозначения (см. фиг. 791):

Фиг. 791.



C ось кривошипного вала,

A ось цапфы кривошипа, движущаяся по окружности радиуса $\overline{CA} = r =$ длине кривошипа,

B и D так наз. мертвые точки окружности кривошипа,

K ось пальца крейцкопфа (ползуна) *), направляемого по прямой KC,

$\overline{KA} = l$ длина шатуна,

B_1 крайнее левое положение K, при котором A совпадает с B, так что $\overline{B\,B_1} = l$,

D_1 крайнее правое положение K, соответствующее положению кривошипа CD, так что $\overline{D\,D_1} = l$.

I. Путь крейцкопфа.

Для произвольного, пройденного за время t, угла поворота φ кривошипа, путь x, пройденный за то же время крейцкопфом (соотв. поршнем), определится, если из K, как из центра, радиусом l сделать дуговую засечку $A\,A'$, а именно,

$$x = \overline{B_1\,K} = \overline{B\,A'} = \overline{B\,N} + \overline{N\,A'} = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\psi).$$

*) Или поршневого пальца, если крейцкопфа нет и шатун связан непосредственно с поршнем. [*Ред.*].

Угол ψ, на который повернулся шатун из своего среднего положения BB_1, определяется из соотношения

$$\overline{A'N} = r\sin\varphi = l\sin\psi.$$

Отсюда

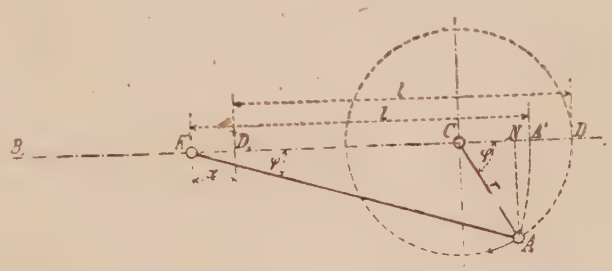
$$\sin\psi = \frac{r}{l}\sin\varphi, \qquad \cos\psi = \sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2},$$

следовательно,

$$x = r\left(1-\cos\varphi\right) + l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right].$$

Это выражение действительно для прямого хода крейцкопфа, т.-е. при его движении от B_1 до D_1.

Фиг. 792.



Для обратного хода, т.-е. для пути крейцкопфа от D_1 до B_1, фиг. 792, получается

$$x = \overline{D_1K} = \overline{DA'} = \overline{DN} - \overline{NA'} = r(1-\cos\varphi) - l(1-\cos\psi),$$

$$x = r(1-\cos\varphi) - l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right].$$

Таким образом, длины пути крейцкопфа при прямом и при обратном ходе отличаются только знаком при втором члене. Поэтому общее выражение для пути крейцкопфа имеет форму

$$x = r(1-\cos\varphi) \pm l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right]. \qquad (524)$$

Здесь верхний знак действителен для прямого хода, нижний — для обратного.

Из рассмотрения ур. (524) видно, что для одного и того же угла поворота φ путь, пройденный крейцкопфом при прямом ходе, т.-е. при его движении к оси кривошипного вала, больше, чем при обратном ходе, т.-е. при движении крейцкопфа от оси вала.

Разность между обоими путями

$$r(1-\cos\varphi)+l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right]-\left\{r(1-\cos\varphi)-l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right]\right\} =$$

$$= 2l\left[1-\sqrt{1-\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2}\right]$$

при постоянном отношении $\frac{r}{l}$ растет пропорционально l, т.-е. пропорционально длине хода, и оказывается тем больше, чем меньше l по отношению к r. Так, например, для $r = 500$ *мм* и $l = 5 \cdot 500 = 2500$ *мм* эта разность для угла $\varphi = 90°$ составит

$$2 \cdot 2500\left[1-\sqrt{1-\frac{1}{25}}\right] = 101 \text{ мм}.$$

Другими словами, за время поворота кривошипа на угол $\varphi = 90°$ крейцкопф успевает пройти при переднем ходе — путь в 550,5 *мм*, а при обратном ходе — 449,5 *мм*. Если бы длина шатуна составляла $l = 4 \cdot 500 = 2000$ *мм*, то указанная разность при значении $\varphi = 90°$ получилась бы равной

$$2 \cdot 2000 \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1}{16}}\right] = 127 \text{ мм}.$$

Иногда бывает нужно определить x в процентах длины хода.

[Обозначая отношение $\frac{r}{l} = \frac{1}{a}$, т.-е. $l = a r$, получим из ур. (524)

$$x^0/_0 = \frac{x \cdot 100}{2r} = 50\left\{(1 - \cos\varphi) \pm a\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\varphi}{a}\right)^2}\right]\right\}$$

или, после упрощений,

$$x^0/_0 = 50\left[(1 - \cos\varphi) \pm (a - \sqrt{a^2 - \sin^2\varphi})\right],$$

т.-е. для прямого хода

$$\left.\begin{aligned} x^0/_0 &= 50\,(1 + a - \cos\varphi - \sqrt{a^2 - \sin^2\varphi}) = \\ &= 50\left[1 + a - \cos\varphi - \sqrt{(a^2 - 1) + \cos^2\varphi}\right], \end{aligned}\right\}$$

для обратного хода

$$\left.\begin{aligned} x^0/_0 &= 50\,(1 - a - \cos\varphi + \sqrt{a^2 - \sin^2\varphi}) = \\ &= 50\left[\sqrt{(a^2 - 1) + \cos^2\varphi} - (a - 1) - \cos\varphi\right] \end{aligned}\right\} \qquad (525)$$

Ред.].

Так, напр., для $r = 50$, $l = 250$, т.-е. для $r : l = 1 : 5$, получаем из последних уравнений:

для прямого хода $x^0/_0 = 50\left(6 - \cos\varphi - \sqrt{24 + \cos^2\varphi}\right)$,

для обратного хода $x^0/_0 = 50\left(\sqrt{24 + \cos^2\varphi} - 4 - \cos\varphi\right)$.

Угол φ поворота кривошипа для заданного положения крейцкопфа можно найти из ур. (525). Для середины пути поршня, т.-е. для $x = 50$, получается, например,

для прямого хода

$$\cos\varphi = 0{,}1 \text{ и } \varphi = 84°15',5,$$

для обратного хода

$$\cos\varphi = -0{,}1 \text{ и } \varphi = 95°44',5.$$

Чтобы устранить неудобный для расчетов корень в ур. (524), можно воспользоваться тем, что, по биному Ньютона,

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2 - \frac{1}{8}\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^4 - \ldots,$$

и так как для нормальных машин обычно $l \geqq 5r$, то при наибольшем значении $\sin\varphi = 1$ получается

$$\frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2 \leqq \frac{1}{2}\left(\frac{1}{5}\right)^2 = 0{,}02,$$

$$\frac{1}{8}\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^4 \leqq \frac{1}{8}\left(\frac{1}{5}\right)^4 = 0{,}0002.$$

Третий член написанного выше ряда уже настолько мал по сравнению с единицей, что в большинстве случаев им можно пренебречь. Тогда ур. (524) принимает следующую форму

$$x \cong r(1-\cos\varphi) \pm \frac{1}{2} l \left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2 \qquad (526)$$

или иначе

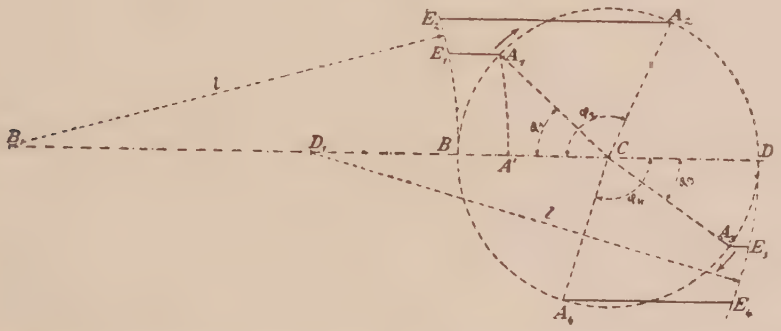
$$x \cong r(1-\cos\varphi) \pm \frac{r^2}{2l}\sin^2\varphi . \qquad (526')$$

Разность между путями прямого и обратного хода составит при этом

$$\sim l\left(\frac{r}{l}\sin\varphi\right)^2 \text{ или } \sim \frac{r^2}{l}\sin^2\varphi .$$

Для графического определения x строим на фиг. 793 из точки B_1, как центра, радиусом l дугу окружности BE_1E_2. Тогда, например, для угла пово-

Фиг. 793.



рота φ_1, т.-е. для положения кривошипа CA_1, горизонтальный отрезок $\overline{E_1A_1} = \overline{BA'}$ изобразит соответствующий путь крейцкопфа; углу φ_2 соответствует путь крейцкопфа $\overline{E_2A_2}$, и т. д. Для нахождения путей обратного хода описывают из D_1, как центра, радиусом l дугу DE_3E_4. Горизонтальные отрезки $\overline{E_3A_3}$, $\overline{E_4A_4}$ изобразят тогда обратные пути, соответствующие углам поворота φ_3 и φ_4 [1]).

При $\frac{r}{l} = 0$, т.-е. при $l = \infty$ (шатун бесконечной длины) дуги BE_1E_2 и DE_3E_4 превращаются в вертикальные прямые, а ур. (524) и (526) принимают форму

$$x = r(1-\cos\varphi) \text{ *).} \qquad (527)$$

---

[1]) Относительно приближенного способа Брикса (Brix) см. Z. d. V. d. I., 1897, стр. 431 и сл.

[Описанный способ графического построения пути крейцкопфа (соотв. поршня), предложенный Мюллером (Müller), основан на свойстве эквидистантных окружностей. См., напр., Л. Б. Левенсон, „Кинематика механизмов" (М., 1923), стр. 132. Другие способы графического построения пути ползуна в кривошипно-шатунном механизме (второй способ Мюллера, полярная диаграмма и др.) имеются во многих курсах прикладной механики и кинематики механизмов. Построение путей ползуна с помощью шаблонов см., напр., В. Л. Кирпичев, Собрание сочинений, т. I (1917), стр. 562 и сл. *Ред.*].

*) В легких двигателях внутреннего сгорания — автомобильных и авиационных — для обеспечения более равномерного износа стенок цилиндра часто применяется дезаксированный кривошипно-шатунный механизм, у которого путь движения поршня (точнее — порш-

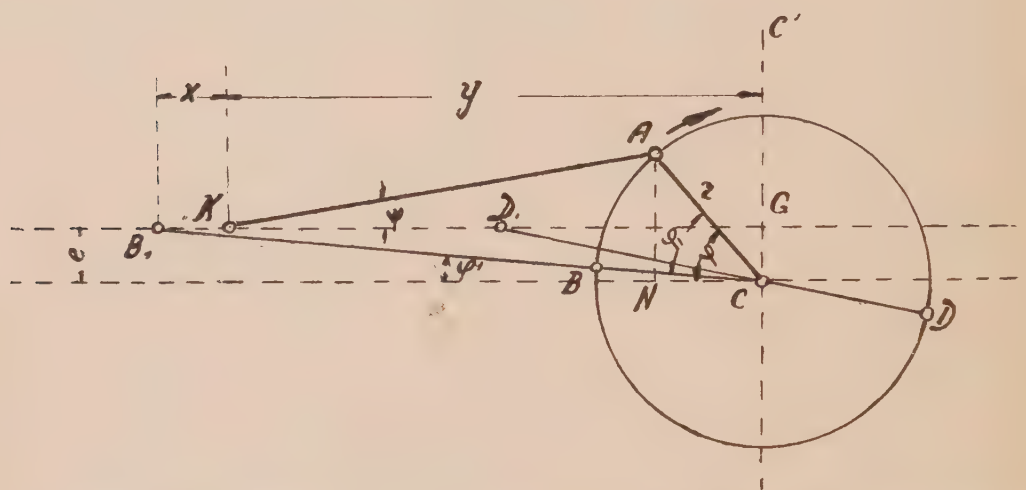
II. Скорость крейцкопфа.

Скорость u крейцкопфа в момент времени t, соответствующий углу поворота φ кривошипа, выразится, если исходить из ур. (526), следующим образом:

$$u = \frac{dx}{dt} \cong r \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin 2\varphi \frac{d\varphi}{dt}.$$

невого пальца) не проходит через ось кривошипного вала, а смещен в сторону вращения кривошипа на некоторую величину e, фиг. 793а. Здесь удобнее относить пути, проходимые поршнем,

Фиг. 793а.



не к мертвым точкам поршня B_1 и D_1, а к прямой CC', перпендикулярной к его пути и проходящей через ось C кривошипного вала.

Применяя в остальном те же буквенные обозначения, что и на фиг. 791, получим

$$y = r\cos\varphi + l\cos\psi.$$

Так как

$$\overline{AN} = l\sin\psi + e = r\sin\varphi,$$

то

$$\sin\psi = \frac{r\sin\varphi - e}{l}, \qquad \cos\psi = \sqrt{1 - \left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^2}$$

и

$$y = r\cos\varphi + l\sqrt{1 - \left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^2}. \qquad (524')$$

Разлагая корень в правой части уравнения в ряд, получим

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^2} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^2 - \frac{1}{8}\left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^4 \cdots$$

Принимая во внимание, что в двигателях того типа, где применяется дезаксированный кривошипный механизм, $l \geqq 4r$, а величина e составляет чаще всего около 0,5 r, т.-е.

$$\frac{1}{8}\left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^4 \leqq \frac{1}{8}\left(\frac{1}{8}\right)^4 \cong 0{,}00003,$$

Если частное $\frac{d\varphi}{dt}$, т.-е. угловую скорость цапфы кривошипа в момент времени t, обозначить через ω, следовательно, скорость цапфы кривошипа положить равной $v = \omega r$, то скорость крейцкопфа

$$u \cong \omega r \left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2}\frac{r}{l}\sin 2\varphi\right) \cong v\left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2}\frac{r}{l}\sin 2\varphi\right). \qquad (528)$$

третьим членом в правой части можно пренебречь. Тогда

$$y = r\cos\varphi + l\left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r\sin\varphi - e}{l}\right)^2\right].$$

Вводя, как и выше, обозначение $l = a\,r$, а также $e = k\,r$, получим окончательно после упрощений

$$y = r\cos\varphi + a\,r - \frac{r}{2a}(\sin\varphi - k)^2. \qquad (526')$$

Расстояние x от мертвой точки поршня можно определить теперь из соотношения

$$x = \overline{B_1 G} - y = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - y$$

или

$$x = r\sqrt{(a+1)^2 - k^2} - y. \qquad (526'')$$

Мертвым точкам поршня соответствуют здесь положения кривошипа, определяемые углами φ', соотв. φ'', для которых

$$\sin\varphi' = \frac{e}{l+r} = \frac{k}{a+1} \quad \text{и} \quad \sin\varphi'' = -\frac{e}{l-r} = -\frac{k}{a-1}.$$

Так, напр., для $a = 4$ и $k = 0{,}5$

$$\sin\varphi' = 0{,}1, \qquad \sin\varphi'' = -0{,}16667,$$
$$\varphi' = 5°\,44', \qquad \varphi'' = 189°\,35'.$$

Ход поршня в дезаксированном механизме составляет (см. фиг. 793 а)

$$h = \overline{B_1 D_1} = \overline{B_1 G} - \overline{D_1 G} = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - \sqrt{(l-r)^2 - e^2}$$

или иначе

$$h = r\left[\sqrt{(a+1)^2 - k^2} - \sqrt{(a-1)^2 - k^2}\right] > 2r.$$

Так, при $a = 4$ и $k = 1$ получается $h = 2{,}07\,r$, при $a = 5$ и $k = 0{,}5$, $h = 2{,}01\,r$.

Легко показать, что с достаточной для практики точностью длину хода можно определять по формуле

$$h = 2r\left[1 + \frac{k^2}{2(a^2 - 1)}\right].$$

Относительно преимуществ, достигаемых дезаксированием цилиндров, см., напр., книгу Геллера, упомянутую в выноске на стр. 342, изд. 1912 г., стр. 148 или изд. 1925 г., стр. 197. Гюльднер считает, что эти преимущества не окупают недостатков дезаксирования.

Подробное исследование дезаксированного кривошипно-шатунного механизма см. у Джеджа (Arthur W. Judge), „Automobile and Aircraft Engines in Theory and Experiment", London, 1921, стр. 462 и сл., у Гранцера (R. Granzer), „Schnellaufende Verbrennungsmaschinen", Berlin, 1922, стр. 320 и сл., и др. [*Ред.*].

Если считать $\omega = \text{const.}$, то u достигнет своего наибольшего значения при таком значении угла $\varphi = \varphi_0$, которое для прямого хода определяется из уравнения

$$\frac{du}{d\varphi} = v\left(\cos\varphi_0 + \frac{r}{l}\cos 2\varphi_0\right) = 0.$$

Отсюда

$$\cos^2\varphi_0 + \frac{1}{2}\frac{l}{r}\cos\varphi_0 - 0{,}5 = 0,$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{l}{4r}\left[-1 + \sqrt{1 + 8\left(\frac{r}{l}\right)^2}\right]. \qquad (529)$$

Так, для $l = 5r$ последнее равенство дает значение

$$\varphi_0 = 79^\circ 16'.$$

При обратном ходе этот угол получается равным $100^\circ 44'$. Естественно, что оба эти угла действительны лишь с тем приближением, которое соответствует степени точности ур. (526) (ср. стр. 403).

Разложение в ряд (по биному Ньютона) правой части ур. (529) приводит к приближенному выражению для $\cos\varphi_0$, а именно:

$$\cos\varphi_0 \cong \frac{r}{l}.$$

При этом ур. (528) для наибольшей скорости крейцкопфа дает значение

$$u_{max} = v\left[\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2} + \left(\frac{r}{l}\right)^2\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}\right] \cong v\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l}\right)^2\right].$$

Для $l = 5r$

$$u_{max} \cong 1{,}02\,v. \qquad (530)$$

За время одного хода крейцкопф пробегает со средней скоростью u_m путь $2r$, а цапфа кривошипа — со скоростью v путь πr. Следовательно,

$$\frac{2r}{u_m} = \frac{\pi r}{v},$$

$$v = u_m\frac{\pi}{2}.$$

Отсюда, на основании ур. (530),

$$u_{max} = 1{,}02\,\frac{\pi}{2}\,u_m = 1{,}60\,u_m.$$

Другими словами, наибольшая скорость крейцкопфа превосходит его среднюю скорость на 60% *).

---

*) Скорость поршня при дезаксированном механизме получается из ур. (526′) и (526″):

$$u = \frac{dx}{dt} = -\frac{dy}{dt} \cong r\sin\varphi\,\frac{d\varphi}{dt} + \frac{r}{a}(\sin\varphi - k)\cdot\cos\varphi\,\frac{d\varphi}{dt}$$

или, обозначая попрежнему постоянную скорость цапфы кривошипа $r\,\frac{d\varphi}{dt}$ через v,

$$u = v\left(\sin\varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2a} - \frac{k\cos\varphi}{a}\right). \qquad (528')$$

Значение угла φ_0, соответствующего u_{max}, получится, если приравнять нулю первую производную правой части последнего уравнения. Проще найти φ_0 графически, построив кривую значений u по ур. (528′). [*Ped.*].

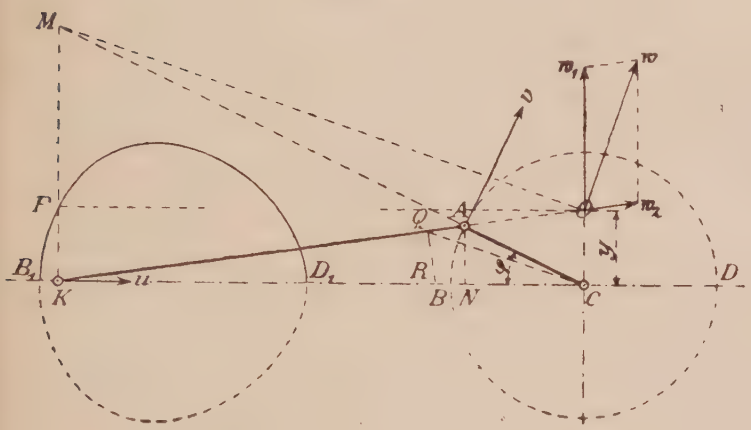
Для графического изображения скоростей крейцкопфа, фиг. 794, можно воспользоваться тем, что движение шатуна KA, конечные точки которого имеют скорости u и v, в каждый отдельный момент времени можно рассматривать, как мгновенное вращение около точки M (точка пересечения перпендикуляра в точке K к направлению скорости u с перпендикуляром в точке A к направлению v). Отсюда

$$u : v = \overline{MK} : \overline{MA} = \overline{CO} : \overline{CA} = y : r,$$

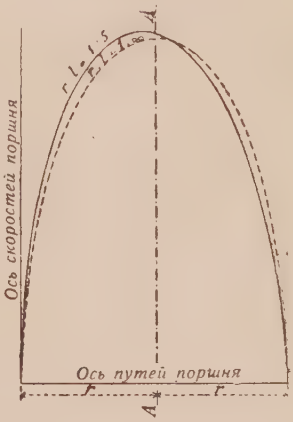
где O — точка пересечения перпендикуляра в C к пути движения крейцкопфа с продолженным направлением шатуна KA. Таким образом,

$$u = v \frac{y}{r} = \frac{v}{r} y = \omega y. \qquad (531)$$

Фиг. 794.



Фиг. 795.



Если угловая скорость ω постоянна, то характером изменений y определяется тот закон, по которому изменяется u. Кривая $B_1 P D_1$, ордината которой для каждого произвольного положения K крейцкопфа определяется равенством $\overline{KP} = \overline{CO}$, является, следовательно, кривой скоростей u для угловой скорости $\omega = 1$.

Для $l = \infty$ получается $CO = \overline{NA} = y$, и, таким образом, ордината каждой произвольной точки окружности цапфы кривошипа изображает скорость крейцкопфа в соответствующем положении его. Однако, абсолютная величина ее получается лишь после умножения y на ω.

На фиг. 795 построена кривая скоростей крейцкопфа, в предположении $\omega = \text{const.}$, для $r : l = 1 : 5$ — сплошной линией и для $r : l = 1 : \infty$ — штриховым пунктиром. В последнем случае эта кривая имеет форму эллипса.

При подстановке (см. фиг. 794 и 791)

$$\frac{y}{r} = \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi}$$

в ур. (531), получается

$$u = v \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi}. \qquad (532)$$

Это значение скорости u, в противоположность приближенному значению ее по ур. (528), является точным. Таблица на стр. 404 содержит вычисленные отсюда значения $u : v$ для ряда положений крейцкопфа.

III. Ускорение крейцкопфа и сила, необходимая для сообщения ему этого ускорения.

Ускорение k, с которым крейцкопф движется в момент времени t, соответствующий углу поворота φ кривошипа, определяется, в предположении $\omega = \text{const.}$, из ур. (528). Оно составляет

$$k = \frac{du}{dt} \cong \omega^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) = \frac{v^2}{r}\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) \text{ *)}. \qquad (533)$$

Обычно бывает задана не угловая скорость, а число оборотов n кривошипного вала в минуту. Подстановка в последнее уравнение

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

дает

$$k \cong \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 r\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right). \qquad (534)$$

Прямой ход начинается ($\varphi = 0$) при наибольшем значении ускорения

$$k_{max} = \omega^2 r\left(1 + \frac{r}{l}\right). \qquad (535)$$

и оканчивается ($\varphi = 180°$) с замедлением

$$k'_{max} = \omega^2 r\left(1 - \frac{r}{l}\right). \qquad (536)$$

Обратный же ход начинается с ускорением $\omega^2 r\left(1 - \frac{r}{l}\right)$ и оканчивается с замедлением $\omega^2 r\left(1 + \frac{r}{l}\right)$. Например, для $l = 5r$ наибольшие значения ускорения, соотв. замедления, на $^1/_5$ больше, соотв. меньше, чем нормальное ускорение цапфы кривошипа. Таблица на стр. 404 дает для $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ значения $\cos\varphi \pm \frac{1}{5}\cos 2\varphi$ в зависимости от положения крейцкопфа.

Если представить себе массу крейцкопфа весом G сосредоточенной в точке K, то для сообщения ей ускорения потребуется сила

$$K = \frac{G}{g}k \cong \omega^2 r \frac{G}{g}\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) \qquad (537)$$

или

$$K \cong \frac{\pi^2}{g}\left(\frac{n}{30}\right)^2 r G\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right).$$

---

*) Для дезаксированного кривошипного механизма ур. (528′) дает ускорение поршня

$$\frac{du}{dt} \cong \frac{v^2}{r}\left(\cos\varphi + \frac{\cos 2\varphi}{a} + \frac{k}{a}\sin\varphi\right). \qquad (533')$$

При $e = 0$ (обычный кривошипный механизм), т.-е. и $k = 0$, это уравнение обращается в ур. (533).

Форму кривой ускорений по ур. (533′) см. Гранцер, стр. 326. [*Ред.*].

Подставляя здесь

$$\frac{\pi^2}{g} = \frac{9{,}87}{9{,}81} \cong 1,$$

получим

$$K \cong \left(\frac{n}{30}\right)^2 G r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right). \qquad (538)$$

Для графического изображения ускорений k можно воспользоваться способом Кирша (Kirsch) [1]).

Ускорение k точки K, фиг. 794, равно изменению скорости K (соответственно определению ускорения). Так как, согласно изложенному на стр. 399, отрезок $\overline{CO} = y$ является мерой этой скорости, при чем для $\omega = 1$ $u = y$, то скорость, с которой движется точка пересечения O в направлении CO, должна быть равна искомому ускорению. Если представлять себе точку O, как лежащую на воображаемом продолжении шатуна, то, так как последний в рассматриваемый момент вращается около полюса M, скорость точки O должна быть направлена перпендикулярно к MO. Величина ее $\overline{Ow} = w$ определяется из равенства

$$u : v : \overline{Ow} = \overline{MK} : \overline{MA} : \overline{MO}.$$

Разложение $\overline{Ow}$ в направлении CO и в направлении шатуна дает составляющие

$\overline{Ow_1}$, т.-е. скорость, с которой точка O движется в направлении CO, и

$\overline{Ow_2}$, т.-е. скорость, с которой шатун как бы продвигается за восстановленный в C перпендикуляр к направлению движения крейцкопфа.

Таким образом, вектор $\overline{Ow_1}$ представляет искомое ускорение k для $\omega = 1$. Для произвольного значения угловой скорости ускорение $k = \omega \cdot \overline{Ow_1}$.

Проведем $CQ \parallel OM$ и $QR \perp KA$. Так как треугольники $w_1 O w$ и RCQ подобны, то

$$\overline{Ow_1} : \overline{Ow} = \overline{CR} : \overline{CQ}$$

и

$$w_1 = w \frac{\overline{CR}}{\overline{CQ}}.$$

Подобные треугольники AMO и ACQ дают

$$\overline{AM} : \overline{MO} = \overline{AC} : \overline{CQ},$$

или иначе

$$\omega \cdot \overline{AM} : (\omega \cdot \overline{MO}) = \overline{AC} : \overline{CQ},$$

т.-е.

$$v : \overline{Ow} = r : \overline{CQ}.$$

$$\overline{Ow} = \frac{v}{r}\overline{CQ} = \omega \cdot \overline{CQ}.$$

---

[1]) Z. d. V. d. I., 1890, стр. 1320 и 1321. В более общем виде эта задача исследована в работах Аутенрита (Autenrieth), упомянутых в выноске 1 на стр. 405. Ср. также другие источники, указанные в той же выноске.

Следовательно,

$$\overline{Ow_1} = \overline{Ow}\frac{\overline{CR}}{\overline{CQ}} = \omega \cdot \overline{CR}$$

и

$$k = \omega \cdot \overline{Ow_1} = \omega^2 \cdot \overline{CR}.$$

Для тех положений кривошипа, в которых CQ и KA пересекаются под острым углом, отрезок $\overline{CR}$ не может быть определен описанным способом с достаточной степенью точности. Для мертвых положений кривошипа его и вовсе нельзя определить. Это неудобство можно устранить следующим образом.

Из подобия треугольников ACQ и AMO следует

$$\overline{AQ} : \overline{AC} = \overline{AO} : \overline{AM},$$

а из подобия треугольников AOC и AKM

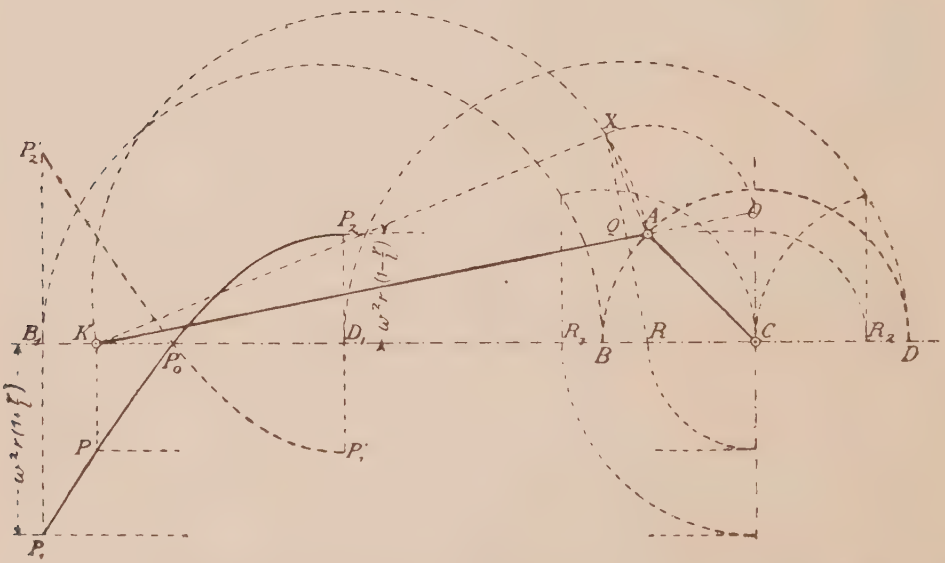
$$\overline{AO} : \overline{AC} = \overline{AK} : \overline{AM}.$$

Путем почленного деления получаем:

$$\frac{\overline{AQ}}{\overline{AO}} = \frac{\overline{AO}}{\overline{AK}}.$$

Таким образом, $\overline{AO}$ есть средняя пропорциональная между $\overline{AQ}$ и $\overline{AK}$, что дает возможность легко определить $\overline{AQ}$. На KA как на диаметре (см. фиг. 796)

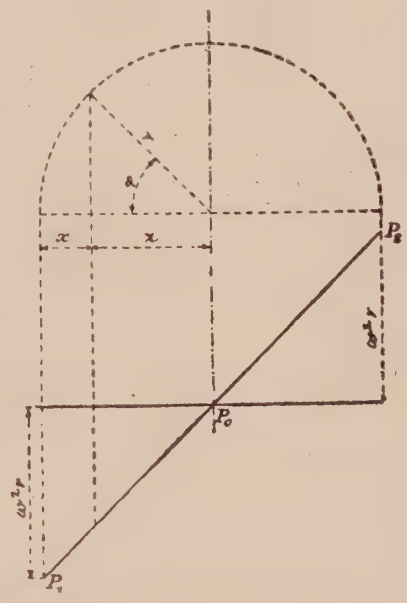
Фиг. 796.



описываем полуокружность, а из A радиусом $\overline{AO}$ — дугу OX, так что $\overline{AX} = \overline{AO}$. Из точки X опускаем на KA перпендикуляр XQ. Тогда в прямоугольном треугольнике KAX катет AX будет средней пропорциональной между $\overline{AQ}$ и $\overline{AK}$, что

и требуется. Продолжая перпендикуляр XQ до пересечения с прямой KC в точке R, находим искомую величину $\overline{CR}$. Если точка R лежит между C и K, то k положительно (ускорение); если же R лежит вне отрезка $\overline{KC}$, то k отрицательно (замедление). Построение значений k в соответствующих точках пути поршня, и притом — положительных значений k книзу, напр., $\overline{KP}=\overline{CR}$ (для $\omega=1$), а отрицательных — кверху, дает кривую ускорений $P_1PP_0P_2$ для прямого хода. Точка P_0, соответствующая $k=0$, находится в том месте, где скорость u, а следовательно и отрезок $\overline{CO}$, достигает своего наибольшего значения (ср. фиг. 795). Точка R совпадает для этого положения с C [1]). На фиг. 796 произведено также построение значений k для мертвых положений кривошипа.

Фиг. 797.



Для обратного хода, во время которого цапфа кривошипа проходит нижнюю половину своей окружности, кривая ускорений получается в форме линии $P_1'P_0P_2'$, симметричной к кривой $P_2P_0P_1$ относительно B_1D_1; на фиг. 796 эта линия нанесена пунктиром.

При $l=\infty$ кривая ускорений $P_1P_0P_2$, фиг. 796, переходит, в силу уравнения (533), принимающего для этого случая форму

$$k=\omega^2 r\cos\varphi=\omega^2 z,$$

в прямую $P_1P_0P_2$, фиг. 797.

Совершенно аналогичным образом нужно поступать, когда требуется графически изобразить силы, вызывающие ускорение K [ур. (537), (538)]. При этом место множителя ω^2, соотв. $\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2$, в ур. (533), соотв. (534), займет выражение $\omega^2\frac{G}{g}$ или $\left(\frac{n}{30}\right)^2 G$. Следовательно,

$$K=\omega^2\frac{G}{g}\overline{CR},\ \text{соотв.}\ K=\left(\frac{n}{30}\right)^2 G\cdot\overline{CR}\ ^2).$$

---

[1]) Рассмотрение фиг. 794 показывает, что отрезок $\overline{CO}$, изображающий скорость, достигает своего наибольшего значения, когда w_1 обращается в нуль. На основании этого Герлах (Gerlach, Zeitschrift für gewerblichen Unterricht, 1909, стр. 213 и сл.) определил значение соответствующего угла поворота кривошипа φ_0, который мы на стр. 398 приближенно нашли равным 79° 16′. По его вычислениям, $\varphi_0=79°\,5'\,42''$. Этому углу отвечает путь крейцкопфа, равный 45,41% длины хода. Скорость поршня u_{max} по ур. (532) получается равной $1{,}018\,v$.

[2]) Изложенный выше способ графического изображения скоростей, ускорений и сил, как это видно из хода рассуждения, предполагает угловую скорость кривошипа постоянной. Применение этого графического способа, равно как и других, описанных в литературе, напр., способа Мора (Mohr, Zivilingenieur, 1879, стр. 612, Риттерсгауза (Rittershaus, Z. d. V. d. I., 1883, стр. 283 и сл.), Куна (J. Kuhn, D. P. J., 1911, стр. 553 и сл.) и др., к кривошипным механизмам с угловой скоростью, недостаточно близкой к постоянной, не может, конечно, привести к точным результатам. Это надлежит иметь в виду особенно в отношении шепингов, долбежных станков, лесопильных рам и т. п. машин.

Положение крейцкопфа при прямом ходе в % длины хода x %	Угол поворота кривошипа при прямом ходе φ по ур. (525)	Угол отклонения шатуна при прямом ходе ψ $\sin\psi = \frac{1}{5}\sin\varphi$	$\frac{u}{v} = \frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi}$ ур. (531)	$\cos\varphi \pm \frac{1}{5}\cos 2\varphi$ ур. (532)
0	0° 0′	0° 0′	0,000	1,200
2	14° 51′	2° 56′	0,306	1,140
6	25° 58′	5° 1′	0,517	1,022
10	33° 48′	6° 23′	0,649	0,907
20	48° 55′	8° 40′	0,854	0,630
30	61° 28′	10° 7′	0,964	0,369
40	73° 0′	11° 2′	1,013	0,127
45,4	79° 6′	11° 19′	1,018	0,000
50	84° 16′	11° 29′	1,015	— 0,096
60	95° 44′	11° 29′	0,975	— 0,296
70	107° 59′	10° 58′	0,891	— 0,471
80	121° 49′	9° 47′	0,759	— 0,616
90	139° 13′	7° 32′	0,556	— 0,727
94	148° 30′	6° 0′	0,433	— 0,762
98	161° 51′	3° 34′	0,252	— 0,789
100	180° 0′	0° 0′	0,000	— 0,800

Этой таблицей можно пользоваться и для обратного хода крейцкопфа, если принять во внимание, что значения x для прямого и обратного хода дополняют друг друга до 100%, а значения φ до 180°.

В случае значительной изменяемости угловой скорости кривошипа следует прежде всего построить с помощью уравнения работ кривую скоростей, и далее, воспользовавшись тем, что поднормаль этой кривой равна ускорению, построить кривую ускорений (способ Прелля)

Многие полагают, что закон, связывающий ускорение с силами, был найден лишь в конце шестидесятых годов прошлого столетия или, по крайней мере, что лишь с этого времени им стали пользоваться инженеры-конструкторы. В этом отношении следует отметить, что к тому времени не только уже была известна роль сил инерции в паровозах (в Z. d. V. d. I. еще в 1862 г., стр. 269 и сл., был показан метод расчета пальцев кривошипов и цапф лесопильных рам и т. д. с учетом влияния возвратно-поступательно движущихся масс), но что уже в пятидесятых годах на основании таких расчетов действительно проектировали и строили машины. Без учета сил ускорения расчет был бы здесь вообще невозможен. Представим себе, например, что постав, вес которого вместе с закрепленными в нем пилами составляет 350 *кг*, делает в минуту 180 ходов вверх и вниз, при радиусе кривошипа $r = 300$ *мм*. Тогда, пренебрегая конечной длиной шатуна („дышла“) и в предположении постоянной угловой скорости кривошипа, получим значение силы на цапфах рамы, необходимой для ее поднятия (эта сила равна весу рамы + сила ускорения), из ур. (538) при $\varphi = 0$, т.-е.

$$K_{max} = 350 + \left(\frac{180}{30}\right)^2 \cdot 350 \cdot 0{,}3 = (1 + 10{,}8) \cdot 350 = 4130 \text{ кг}.$$

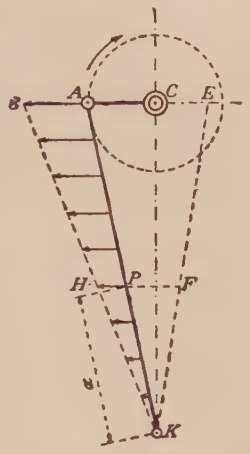
Эта величина превышает вес рамы в 11,8 раз.

Как во многих случаях подобного рода, так и здесь, если не отвлеченное рассуждение, то сама необходимость заставила инженера, работавшего в области промышленной техники, принимать во внимание силы ускорения. Существовавшая в то время в литературе „Теория кривошипа“ („Theorie des Krummzapfens“) давала для этого достаточно надежные основания.

IV. Силы инерции шатуна.

При более или менее значительном числе оборотов кривошипа силы инерции шатуна, т.-е. силы сопротивления частиц его массы изменению их движения, приобретают, — по крайней мере в известных положениях, — существенную величину. Особенного внимания заслуживают силы инерции, действующие в направлении, перпендикулярном к оси шатуна. Для определения этих сил воспользуемся следующим приближенным способом [1]).

Фиг. 798.



В момент времени, следующий за тем, в который цапфа кривошипа A, фиг. 798, приходит в свое левое мертвое положение, ось этой цапфы получает нормальное ускорение в направлении от A к C, равное $\omega^2 r = \frac{v^2}{r}$. То же относится и к той точке оси шатуна, в которой эта ось пересекается с осью цапфы кривошипа. Ускорение произвольной точки P оси шатуна, отстоящей от K на расстоянии x, может быть выражено приближенно величиной $\omega^2 r \frac{x}{l}$. Если $\overline{AE} = \omega^2 r$ изображает ускорение в точке A, то, проведя прямую EK, получим ускорение, напр., точки P в виде отрезка $\overline{PF}$, параллельного $\overline{AE}$.

Кривую $P_1 P_0 P_2$, изображенную на фиг. 796, можно найти уже в Engineering за 1868 г. том 5, стр. 159, в статье, посвященной быстроходной машине Аллена (Allen). О ее применении в связи с индикаторной диаграммой см. там же, стр. 184.

Первым, занявшимся методической обработкой этого вопроса применительно к паровым машинам, был Радингер (Z. d. ö. I.- u. A. V., 1869, стр. 185 и сл.). Интересная манера его изложения сильно способствовала появлению других исследований в этой области. Из более поздних работ упомянем статьи Вехаге в Z. d. V. d. I., 1884, стр. 637 и сл., и Штрибека в Z. d. V. d. I., 1893, стр. 10 и сл.

Для исследования условий движения воды во всасывающем трубопроводе поршневого насоса и для определения допустимого числа ходов последнего, поскольку таковое зависит от высоты всасывания и пр., автор уже в середине семидесятых годов пользовался кривой ускорений $P_1 P_0 P_2$, фиг. 796, и кривой скоростей, фиг. 795 (ср. C. Bach, „Allgemeine Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen", § 3, стр. 161 и сл., дополнение к работе „Die Konstruktion der Feuerspritzen", Stuttgart, 1883).

[1]) При желании подойти к строгому решению вопроса, движение шатуна следовало бы рассматривать, как результат прямолинейного движения точки K, исследованного выше в разделах I до III, и вращения точки A вокруг C. Зная ускорение k [из ур. (533), (534), стр. 400, точки K в направлении KC и нормальное ускорение $\omega^2 \cdot r = \frac{v^2}{r}$ точки A, можно определить и ускорение любой точки оси шатуна между K и A. Автор сохранил здесь простой и очень наглядный приближенный способ первого издания, а в отношении более старого метода ссылается на работу Аутенрита (Autenrieth) в Z. d. V. d. I., 1895, стр. 716 и сл., или на его же труд „Technische Mechanik", Berlin, 1900, стр. 545 и сл., 3-е изд. 1922 (изд. Энслином), а также на статьи Мора, Zivilingenieur, 1895, стр. 590 и сл., Ланда (Land), Z. d. V. d. I., 1896, стр. 904 и сл., Молльe (Mollier), в том же журнале за 1903 г., стр. 1638 и сл., Энслина, D. P. J., 1907, стр. 593 и сл., и работу Толле (Tolle), „Regelung der Kraftmaschinen", 3-е изд., 1921, стр. 45 и сл. [Имеется русский перевод 1-го издания: М. Толле, „Регулирование двигателей", СПБ, 1910. *Ред.*].

Таким образом, ускорения в отдельных точках шатуна (A и P) можно графически изобразить как параллельные стороны $\left(\overline{AE} = \omega^2 r,\ \overline{PF} = \omega^2 r \frac{x}{l}\right)$ подобных треугольников (KAE, KPF). Составляющие этих отрезков ($\overline{AE}$, $\overline{PF}$), перпендикулярные к оси шатуна, отличаются от самих отрезков очень мало, благодаря чему последние, с достаточным для нашей задачи приближением, можно считать перпендикулярными к оси шатуна.

Силы сопротивления отдельных элементов шатуна этим ускорениям равны произведениям последних на массы соответствующих элементов; их направление противоположно ускорениям. Если мысленно разбить шатун на отдельные элементы длиною 1 *см*, то сила противодействия ускорению находящегося в P элемента поперечным сечением f при удельном весе γ (отнесенном к 1 $см^3$) будет составлять

$$\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{f\gamma}{g} = q \frac{x}{l},$$

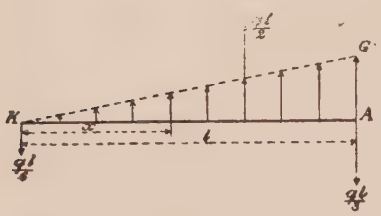
если ввести обозначение

$$q = \omega^2 r \frac{f\gamma}{g} \simeq \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{r}{100} f\gamma = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r f \gamma. \qquad (539)$$

Если сечение $f = \text{const}$., т.-е. шатун представляет собой призму, то построение этих сил таким образом, чтобы на фиг. 798

$$\overline{AG} = q,$$
$$\overline{PH} = q \frac{x}{l},$$

Фиг. 799.



дает треугольник KAG. Вместо него, на основании сказанного выше, можно построить прямоугольный треугольник KAG, фиг. 799, в котором $\overline{AG} = q$. Равнодействующая сил инерции шатуна будет, следовательно, составлять

$$\frac{1}{2} q l$$

и будет приложена на расстоянии $\frac{2}{3} l$ от оси K крейцкопфного пальца. Поэтому для преодоления указанной силы в цапфе кривошипа должна действовать сила, равная $\frac{1}{3} q l$, т.-е. одной трети центробежной силы $\omega^2 r \frac{fl\gamma}{g} = ql$ всей массы шатуна, если представлять себе ее сосредоточенной в цапфе кривошипа, а в пальце крейцкопфа — сила, равная $\frac{1}{6} q l$, т.-е. одной шестой этой центробежной силы.

Например, для $n = 240$, $r = 400$ *мм*, $l = 2000$ *мм*, $f = 50$ $см^2$, $\gamma = 0{,}0078$ $кг/см^2$ ур. (539) дает

$$q = \left(\frac{240}{300}\right)^2 \cdot 40 \cdot 50 \cdot 0{,}0078 = 9{,}984\ кг,$$

и, следовательно,

$$\frac{ql}{3} = \frac{9{,}984 \cdot 200}{3} = 665{,}6\ кг.$$

Обстоятельная работа по вопросу о влиянии сил инерции на напряжения в шатуне принадлежит Бартлю (Bartl), Zivilingenieur, 1879, Heft 4 и 5. [См. также Perky, „The Steam Engine", стр. 544. *Ред.*].

Для произвольного поперечного сечения шатуна, определяемого расстоянием x от K, изгибающий момент

$$M_b = q\frac{l}{6}x - q\frac{x}{l}\frac{x}{2}\frac{x}{3} = \frac{q}{6l}(l^2x - x^3).$$

Он имеет наибольшую величину для значения x, определяемого из условия

$$\frac{dM_b}{dx} = \frac{q}{6l}(l^2 - 3x^2) = 0,$$

т.-е. для

$$x = l\sqrt{\frac{1}{3}} = 0{,}577\,l,$$

составляя при этом

$$(M_b)_{max} = \frac{q}{6l}\left(l^2 \cdot 0{,}577\,l - \frac{0{,}577}{3}l^3\right) = 0{,}064\,ql^2 \cong \frac{ql^2}{16}. \qquad (540)$$

Этот момент равен тому наибольшему изгибающему моменту, который имел бы место, если бы шатун был нагружен равномерно распределенной по его длине силой $\frac{1}{2}ql$.

Предположение $f = \text{const.}$ обычно не бывает соблюдено даже и приблизительно. Ср., напр., шатун по фиг. 2 табл. 69. Тогда, вследствие переменного характера f, на фиг. 798 и 799 вместо прямой KG будет получаться некоторая кривая. Для ее построения шатун мысленно разбивают перпендикулярными к его оси сечениями на отдельные элементы и определяют соответствующие им силы инерции; при этом массы элементов представляют себе сосредоточенными на оси шатуна. Длину этих элементов (в направлении оси шатуна) следует выбирать соответственно характеру изменяемости f: чем быстрее изменяется f, тем на более короткие элементы должен быть разбит шатун. Если длина элемента массы, отстоящего от крейцкопфного пальца на x, равна λ, а его среднее поперечное сечение равно f, то соответствующая ему сила инерции будет составлять

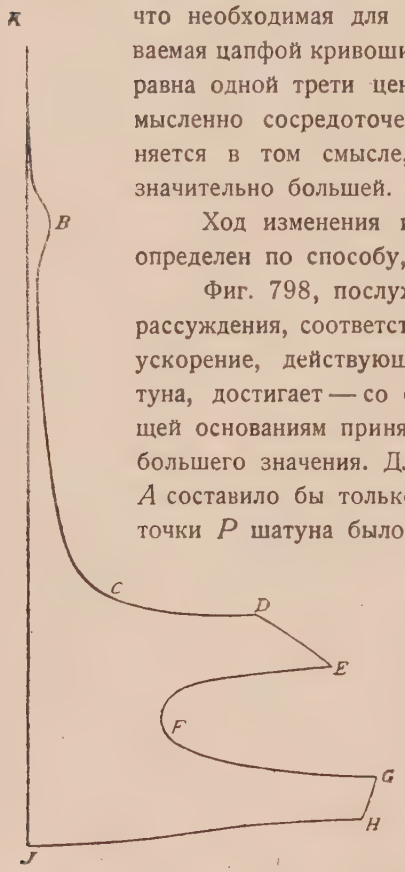
$$\omega^2 r\frac{x}{l}\frac{f\lambda\gamma}{g} = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r\frac{x}{l}f\lambda\gamma.$$

Таким образом для шатунов того, напр., типа, который изображен на фиг. 2 табл. 69, получается кривая, имеющая приблизительно вид $KBCDEFGHJ$, фиг. 800. Точка F соответствует оси цапфы кривошипа. Площадь, заключенная между прямой KJ и кривой $KBCDEFGHJ$, представляет центробежную силу всего шатуна; ее центр тяжести определяет положение этой силы. Так как, очевидно, этот центр тяжести расположен сравнительно близко к цапфе кривошипа, то ясно, что преобладающая часть центробежной силы шатуна падает на цапфу кривошипа. Иногда на последнюю приходится даже вся эта сила, а именно тогда, когда равнодействующая центробежная сила приложена на расстоянии l от пальца крейцкопфа. В том, что это возможно при известном распределении масс, легко убедиться, рассматривая площадь на фиг. 800. В зависимости от скопления массы в той части кривошипной головки шатуна, которая лежит за цапфой кривошипа, может даже случиться, что равнодействующая центробежная сила окажется приложенной вне

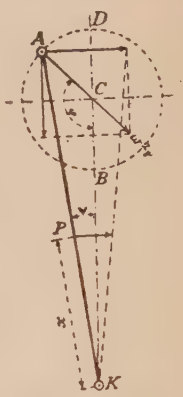
отрезка $\overline{KA}$, фиг. 799 (правее точки A), а это может привести к перемене направления реакции в K.

Дальше надлежит поступать аналогично тому, как в случае призматического стержня. Для шатунов, поперечные сечения которых увеличиваются по направлению к цапфе кривошипа и которые имеют большую кривошипную головку, найденное выше положение (о том, что необходимая для преодоления инерции сила, развиваемая цапфой кривошипа перпендикулярно к оси шатуна, равна одной трети центробежной силы всей его массы, мысленно сосредоточенной в цапфе кривошипа) изменяется в том смысле, что эта сила может оказаться значительно большей.

Фиг. 800.



Фиг. 801.



Ход изменения изгибающих моментов может быть определен по способу, указанному в томе I, стр. 33.

Фиг. 798, послужившая отправной точкой нашего рассуждения, соответствует тому моменту времени, когда ускорение, действующее перпендикулярно к оси шатуна, достигает — со степенью точности, соответствующей основаниям принятого метода расчета — своего наибольшего значения. Для угла поворота φ, фиг. 801, это ускорение точки A составило бы только $\omega^2 r \sin\varphi$, следовательно, ускорение произвольной точки P шатуна было бы равно

$$\frac{x}{l}\omega^2 r \sin\varphi.$$

При этом соответствующая сила инерции элемента массы длиной 1 *см* получилась бы равной

$$\frac{x}{l}\omega^2 r \frac{f\gamma}{g}\sin\varphi.$$

Правая сторона ур. (539) принимает в этом случае для взятого произвольного положения кривошипа следующий вид:

$$\omega^2 r \frac{f\gamma}{g}\sin\varphi = \left(\frac{n}{300}\right)^2 r f \gamma \sin\varphi. \qquad (541)$$

При положении кривошипа CD (в дальнейшем также и при положении CB) ускорение, действующее перпендикулярно к оси шатуна, а вместе с тем и сила инерции, соответствующая этому ускорению, обращаются в нуль. В этот момент времени всей массе шатуна сообщается ускорение только в направлении CK. По прохождении кривошипом положения CD ускорение в направлении, перпендикулярном к оси шатуна, сменяется замедлением, а силы инерции элементов шатуна меняют свое направление [1]).

[1]) Если дело идет только об определении давлений на цапфу, то можно с достаточным приближением воспользоваться каким-либо допущением относительно распределения массы шатуна на цапфы крейцкопфа и кривошипа. Согласно исследованию Молльe, упомянутому

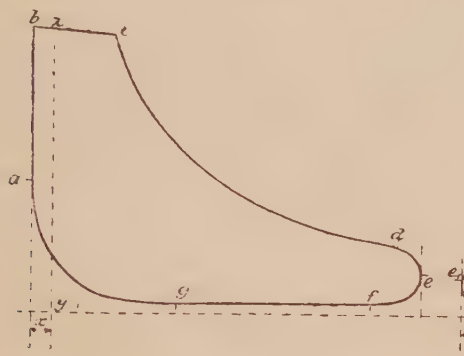
V. Соотношения между силами, действующими в кривошипном механизме одноцилиндровой паровой машины, и условия работы механизма.

1. Давление на палец крейцкопфа и на цапфу кривошипа.

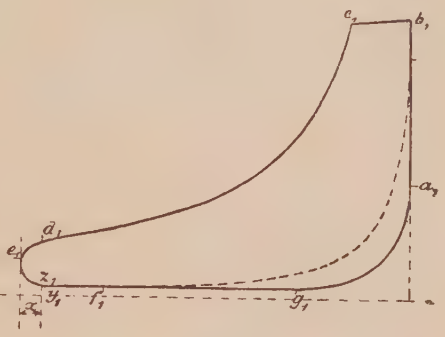
Пусть фиг. 802 и 803 представляют индикаторные диаграммы для задней, соотв. передней, стороны цилиндра паровой машины, изображенной на фиг. 804. Допустим также, что поршневой шток имеет с обеих сторон поршня одинаковый диаметр.

Если поршень прошел от задней крышки путь x (фиг. 802 до 804), то в этот момент на его заднюю сторону действует давление пара $\overline{yz}$ (фиг. 802), а на переднюю — давление пара $\overline{y_1 z_1}$ (фиг. 803); избыточное (рабочее) давление равно раз-

Фиг. 802.



Фиг. 803.



ности обеих этих ординат. Чтобы построить кривую этого рабочего давления (т.-е. кривую разностей между давлением пара на заднюю и давлением на переднюю сторону поршня в один и тот же момент времени) для полного оборота кривошипа, нанесем на фиг. 805 давления на 1 $см^2$ площади поршня как ординаты, а соответствующие пути поршня — как абсциссы. При этом ординаты будем откладывать для задней стороны — кверху, а для передней стороны (для того же момента времени), как противоположные, — книзу. Таким образом получатся кривые $abcdefga$, соответственно $e_1 f_1 g_1 a_1 b_1 c_1 d_1 e_1$, и далее $hiklmn$ и $opqrst$ — кривые равнодействующих давлений на 1 $см^2$, кривые рабочего давления пара, или — просто —

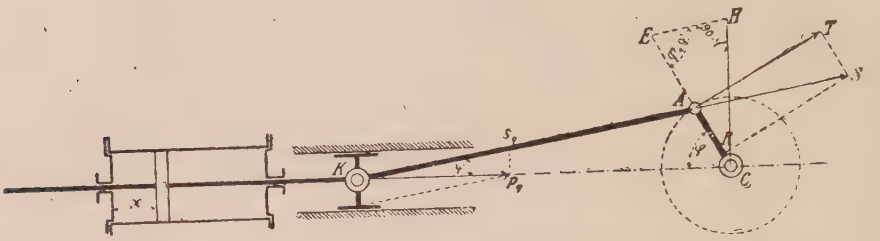
в выноске на стр. 405, для шатунов нормальной конструкции при определении силы, которая должна действовать в крейцкопфе в направлении движения, чтобы сообщить ускорение шатуну, представляется допустимым принимать, что на палец крейцкопфа действует половина массы шатуна. Энслин в своей более подробной работе, указанной в той же выноске, приходит к заключению, что массу шатуна можно распределять по закону центра тяжести на оба конца шатуна. Для исследованных им шатунов погрешность, получающаяся при этом способе расчета, составляет от 8 до 24% и оказывается тем меньше, чем бо́льшая часть массы шатуна сосредоточена ближе к цапфе кривошипа.

Ср. также более поздние работы Лоренца (H. Lorentz), „Massenwirkung von Getriebegruppen“, Z. d. V. d. I., 1918, стр. 562 и сл., и Бестегорна (Bestehorn), в том же журнале за 1920 г., стр. 424 и сл.

кривые рабочего давления для прямого и для обратного хода. Так, напр., по прохождении поршнем пути x, фиг. 805, полное рабочее давление пара на поршень составляет $F \cdot p_u$, если через F обозначить полезную площадь поперечного сечения поршня.

В период ускорения некоторая часть этого давления должна затрачиваться на сообщение ускорения массам. Если G_1 — общий вес поршня, поршневого штока и

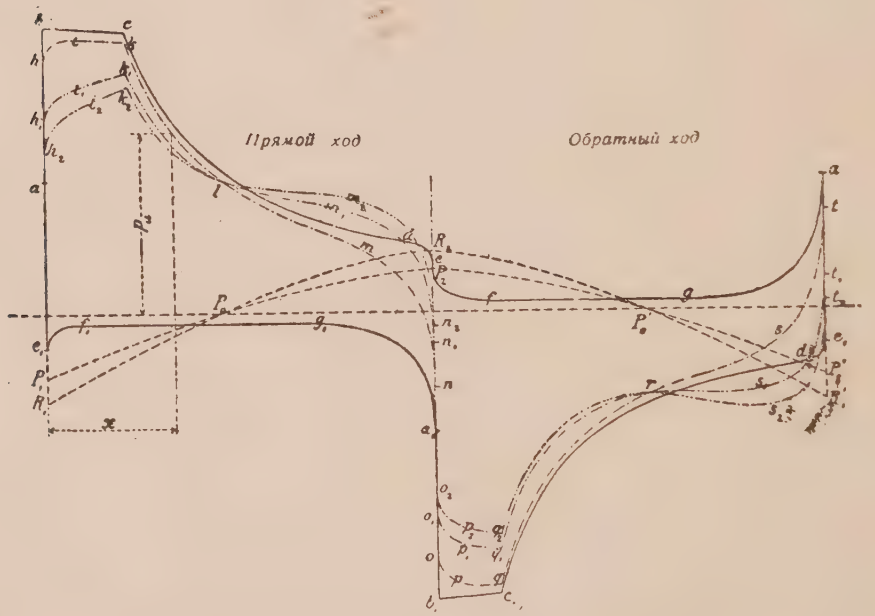
Фиг. 804.



крейцкопфа, то для сообщения массам этих частей ускорения необходимо, согласно ур. (538), стр. 401, давление на 1 $см^2$ поперечного сечения поршня, равное

$$p_1 = \frac{K}{F} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{G_1}{F} r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right). \qquad (542)$$

Фиг. 805.



Если, на основании изложенного в разделе III, построить значения p_1 для различных положений поршня, то получится кривая $P_1 P_0 P_2 P_0' P_1'$. Вычитая ее ординаты из ординат кривой рабочего давления или складывая их с этими ординатами, в зависимости от того, имеем ли мы дело с силами ускоряющими или замедляющими движение, получим кривые $h_1 i_1 k_1 l_1 m_1 n_1$ и $o_1 p_1 q_1 r s_1 t_1$ значений

$$p_q = p_u - p_1, \qquad (543)$$

т.-е. кривые горизонтального давления на палец крейцкопфа, отнесенные к единице площади поршня.

Прибавляя к весу G_1 в ур. (542) соответствующую долю ϑG_2 веса шатуна, получим совершенно аналогичным образом при помощи уравнения

$$p_2 = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{G_1 + \vartheta G_2}{F} r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right) \qquad (544)$$

(ср. выноску на стр. 408) сначала кривую $R_1 P_0 R_2 P_0' R'_1$, а затем с помощью последней — кривую $h_2 i_2 k_2 l m_2 n_2 o_2 p_2 q_2 r s_2 t_2$ значений

$$p_k = p_u - p_2, \qquad (545)$$

т.-е. приближенную кривую горизонтального давления на цапфу кривошипа, отнесенную к единице площади поршня.

Как видно из фиг. 804, давление p_q в крейцкопфе дает в шатуне осевую силу

$$F \cdot s_q = F \frac{p_q}{\cos\psi}\ ^1), \qquad (546)$$

а на параллелях — давление

$$F p_q \operatorname{tg}\psi. \qquad (547)\ ^2)$$

Последнее воспринимается направляющими. Первое же через шатун передается на цапфу кривошипа, изменяясь при этом соответственно разности $p_q - p_k$, так что величина этой силы на цапфе кривошипа составляет

$$S = F \frac{p_k}{\cos\psi}. \qquad (548)$$

Если здесь разложить ее по касательной и по радиусу, то составляющая по первому из этих направлений будет равна

$$T = S \sin(\varphi + \psi) = F p_k \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi}. \qquad (549)$$

---

1) При строгом расчете этой силы следовало бы принять во внимание сопротивления трения в направляющих. Если угол трения, соответствующий этому сопротивлению, обозначить через ρ, то получится

$$F \cdot s_q = F\, p_q \frac{\cos\rho}{\cos(\psi - \rho)}.$$

Для нормальных условий работы, при необходимости допускать лишь очень небольшое давление между поверхностями (около 2 *кг/см*²), здесь наблюдается лишь жидкостное трение частиц смазочного материала (ср. стр. 4 и сл. настоящего тома). Поэтому коэффициент трения, а следовательно, и ρ очень малы, в виду чего представляется гораздо более правильным приравнять их здесь нулю, а не вводить в расчет, как это иногда делают, принимая $\operatorname{tg}\rho = 0{,}1$.

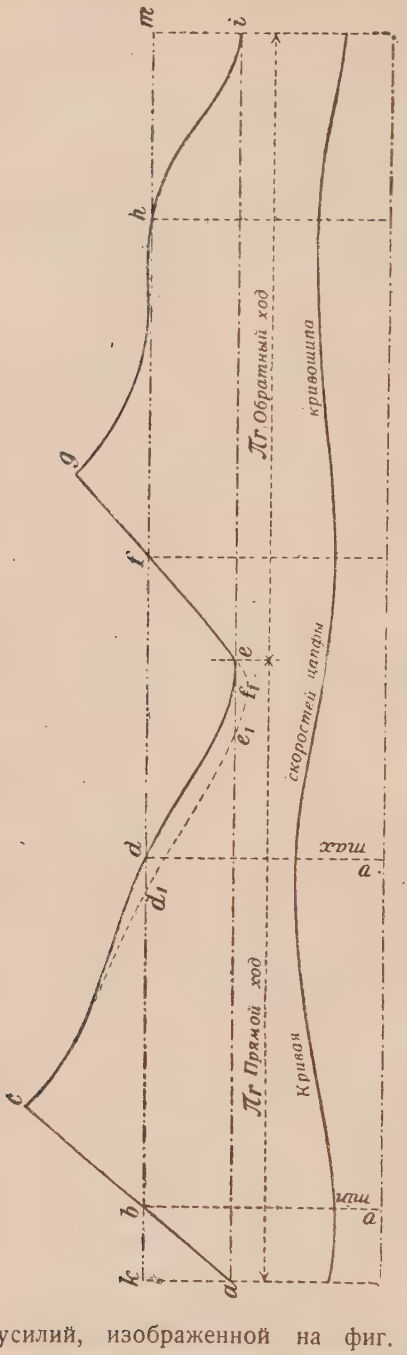
2) Изложенное выше приложимо и к другим двигателям с кривошипно-шатунным механизмом. В двигателях внутреннего сгорания, работающих с высоким давлением сгорания, принято вести расчет по нормальной диаграмме (диаграмме давлений на параллели), из которой можно вывести соотношения между силами, действующими в кривошипном механизме, действительные для некоторых средних норм. Исходя из такой нормальной диаграммы, Гюльднер (ср. стр. 73, а также 187 и сл. русского перевода его книги, упомянутой на стр. 42 настоящего тома) получает наибольшее давление на параллели

$$N_{max} = 0{,}1\, F \cdot (p_u)_{max}$$

на расстоянии 0,10 хода от мертвого положения и среднее давление на параллели

$$N_m = \frac{1}{20} F \cdot (p_u)_{max} \text{ до } \frac{1}{16} F \cdot (p_u)_{max},$$

где $(p_u)_{max}$ — наивысшее давление сгорания.



Фиг. 806.

Так как радиальная составляющая R пересекает ось вала, то тангенциальная составляющая T является единственной силой, вызывающей вращение кривошипа.

Если на фиг. 804 построить $\overline{CE} = Fp_k$ и провести EH параллельно направлению шатуна KA, то из треугольника CHE получится

$$\overline{CH} : \overline{CE} = \sin(\varphi + \psi) : \sin(90° - \psi),$$

$$\overline{CH} = \overline{CE}\,\frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi} = Fp_k\,\frac{\sin(\varphi+\psi)}{\cos\psi} = T.$$

Если графически изобразить вращающие силы T в виде ординат, принимая для них за абсциссы — соответствующие дуги, проходимые цапфой кривошипа, то получится кривая $abc\,d\,e\,f\,g\,h\,i$, фиг. 806, которая служит картиной изменения силы, сообщающей вращение кривошипу. Эту кривую называют кривой или диаграммой касательных (тангенциальных) усилий. Ход (оборот) начинается в точке a при $T = 0$; в c тангенциальное усилие достигает своего наибольшего значения, затем опять постепенно падает до нуля, и т. д. [1]).

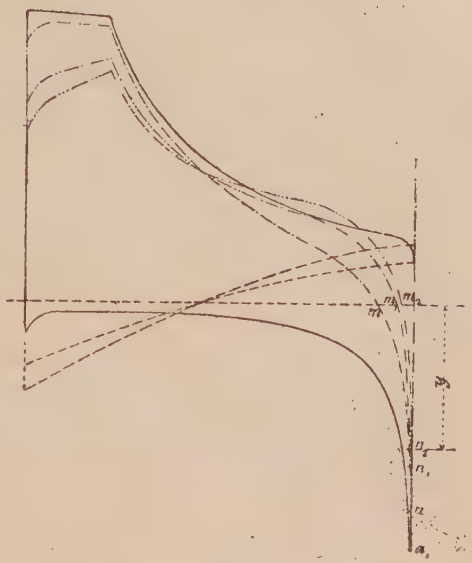
Если бы индикаторная диаграмма показывала более значительное сжатие, напр., как обозначено пунктиром на фиг. 803, то кривые на фиг. 805 пошли бы так, как это показано на фиг. 807. Сравнение показывает, что здесь даже кривая значений p_k пересекает ось абсцисс на значительном расстоянии от мертвой точки, и что ход заканчивается при значительном отрицательном значении $p_k = -y$, тогда как его величина в случае фиг. 805 определяется положением точки n_2 лишь не на много ниже оси абсцисс.

Определение тангенциальных усилий по фиг. 807 приводит к диаграмме касательных усилий, изображенной на фиг. 806 пунктиром $c\,d_1\,e_1\,f_1\,e$. Касательное усилие получается здесь равным нулю в точке e_1 (соответственно точке m_2 оси абсцисс на фиг. 807) и остается отрицательным до конца e прямого хода. Оно меняет свое направление в точке e_1 и притом довольно медленно, как это показывает малая

[1]) Другой графический способ определения касательных усилий в кривошипном механизме дал Кун (J. Kuhn) в D. P. J., 1912, стр. 756 и сл. [См. также А. Саткевич, „Новый графический прием определения касательных сил при шатунной передаче“, Вестн. О-ва Технологов, 1913, № 22. *Ред.*].

величина угла, под которым кривая тангенциальных усилий пересекает ось абсцисс на фиг. 806. В то время, как при прохождении дуги ae_1 окружности кривошипа шатун толкает цапфу кривошипа вперед, начиная от e_1 это действие шатуна прекращается и уступает место сопротивлению, оказываемому им цапфе кривошипа, которая теперь толкает шатун.

Фиг. 807.



Общее давление, воспринимаемое пальцем крейцкопфа, слагается из вычисленного выше усилия в шатуне Fs_q, из тех долей собственного веса шатуна и силы его инерции (ср. стр. 405 и сл.), которые падают на палец крейцкопфа, и далее из реакции силы трения в цапфе кривошипа на крейцкопф. Совершенно аналогично обстоит дело и с общим давлением, испытываемым цапфой кривошипа (ср. сказанное по этому поводу в главе „Шатуны“).

Изложенные соображения, связанные с рассмотрением динамических условий работы кривошипного механизма, ясно показывают, что на вопрос о том, следует ли полагать в основу расчета цапфы общее давление или только наибольшее статическое давление, определяемое по индикаторной диаграмме, общего ответа дать нельзя, тем более, что существуют и такие машины, для которых динамические условия резко отличаются от условий работы нормальных заводских паровых машин. Между тем, мы выше имели в виду только эти последние. Примером подобных машин, отличающихся от нормального типа, могут служить реверсивные паровые машины, которые из состояния покоя должны переходить к движению сразу под полной нагрузкой.

При расчете цапф на допустимую работу трения следует исходить, строго говоря, из общего давления, имеющего место при полной скорости. В виду переменного характера этого давления надлежит определять среднее значение P_m на один оборот [1]). Для указанной цели можно отдельные значения откладывать, как ординаты к дугам, проходимым цапфой кривошипа, в качестве абсцисс.

При определении давления на направляющие, к составляющей, определяемой по ур. (547), прибавляются еще соответствующие собственные веса.

2. Равномерность хода.

Площадь, ограниченная на фиг. 806 линией $abcdefghi$, изображает механическую работу пара, передаваемую на цапфу кривошипа *). В случае хода кривой

---

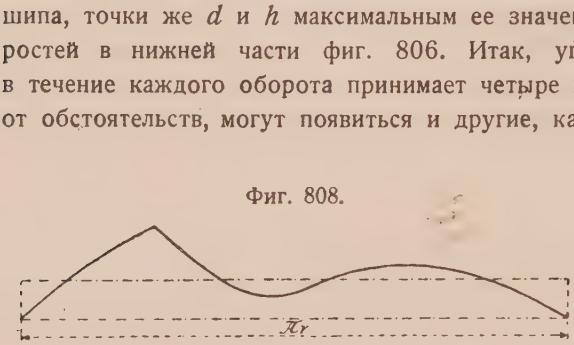
[1]) В четырехтактных двигателях P_m нужно определять для двух оборотов.

*) Так как эта площадь равна $\int_0^{2\pi} T \cdot d\varphi$, а этот же интеграл представляет, очевидно, работу машины за один оборот. [*Ред.*].

по $c d_1 e_1 f_1 e$ она положительна, если лежит выше оси абсцисс, и отрицательна, если ее элементы расположены ниже этой оси.

Этой работе соответствует прямоугольник $a i m k$ высотой $\overline{ak} = \overline{im}$. Если действие машины заключается в том, что во время ее работы преодолевается постоянное сопротивление W, касательно приложенное к кривошипному валу (напр., при посредстве канатного или ременного шкива), то отрезок $\overline{ak} = \overline{im}$ является мерой этого сопротивления, отнесенной к радиусу r. При этом предполагается, что работа, совершаемая машиной в течение одного оборота, равна той работе, которая затрачивается на преодоление этого сопротивления. Так как от a до b сопротивление W превышает касательное усилие T, то до точки b вращающиеся массы, в особенности же маховик машины, должны отдавать живую силу, т.-е. скорость машины должна уменьшаться. Начиная от точки b сила T превосходит сопротивление W, вследствие чего отсюда и до точки d должно происходить увеличение скорости. Далее, от d до f снова следует убывание скорости, от f до h — увеличение ее, и т. д. Таким образом, точки b и f соответствуют минимальным значениям скорости цапфы кривошипа, точки же d и h максимальным ее значениям, как это показывает кривая скоростей в нижней части фиг. 806. Итак, угловая скорость кривошипного вала в течение каждого оборота принимает четыре характерных значения. В зависимости от обстоятельств, могут появиться и другие, как, напр., при режиме, изображенном на фиг. 808. Здесь за время одного хода кривая касательных усилий пересекает линию сопротивления четыре раза, вследствие чего уже в течение половины оборота наблюдаются четыре характерных значения угловой скорости.

Фиг. 808.



Допустим, что в точке b, фиг. 806, скорость составляет v_{min}, а в точке d — скорость v_{max}. Тогда, если сумму всех отнесенных к цапфе кривошипа вращающихся масс, главной из которых обычно является маховое колесо, обозначить через M, то произведение

$$M \frac{v^2_{max} - v^2_{min}}{2}$$

представит ту живую силу, которую эти массы поглощают при переходе скорости от v_{min} к v_{max}. Она должна быть равна механической работе, изображаемой площадью $b c d = f$ (на 1 $см^2$ поперечного сечения поршня площадью F). Обозначим эту работу через $A = fF$. Полагая

$$\frac{v_{max} + v_{min}}{2} = v \quad \text{и} \quad \frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \delta, \tag{550}$$

получим

$$A = fF = M \frac{v^2_{max} - v^2_{min}}{2} = M v^2 \delta. \tag{551}$$

Величина δ характеризует относительные колебания скорости, т.-е. неравномерность хода машины, вследствие чего ее и называют степенью неравномер-

ности *). Если рассматривать v как среднюю скорость и задаться условием, чтобы δ не превышало известной величины, то из ур. (551) можно определить массу махового колеса. Чем большим выбрано значение M, тем меньшими окажутся при прочих равных условиях степень неравномерности δ, а с нею и колебания скорости $v_{max} - v_{min}$. До нуля эта разность упасть не может, откуда следует, что сохранение угловой скоростью постоянной величины, строго говоря, невозможно [1]).

Если через G обозначить общий вес всех вращающихся масс, отнесенный к радиусу кривошипа r, то ур. (551) принимает вид

$$A = fF = \frac{G}{g}\left(\frac{\pi r n}{30}\right)^2 \delta = G\frac{\pi^2}{g} r^2 \left(\frac{n}{30}\right)^2 \delta \cong G r^2 \left(\frac{n}{30}\right)^2 \delta. \qquad (552)$$

Если теперь принять во внимание только массу обода маховика, центр тяжести поперечного сечения которого находится на расстоянии r_k от оси, и соответствующий вес обозначить через G_k, то получится

$$G_k = G\left(\frac{r}{r_k}\right)^2. \qquad (553)$$

---

*) Часто вместо степени неравномерности δ задается отношение $\beta = \frac{v_{min}}{v_{max}}$. Для определения веса маховика в подобных случаях следует предварительно вычислить δ. Очевидно,

$$\frac{1-\beta}{1+\beta} = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_{max} + v_{min}} = \frac{\delta v}{2v} = \frac{\delta}{2},$$

откуда

$$\delta = 2\frac{1-\beta}{1+\beta}.$$

Значения δ, которыми обычно пользуются при расчете маховиков двигателей, собраны в нижеследующей табличке:

двигатели для привода дробилок, толчей и т. п.	$\delta = 0{,}20$
„ „ „ насосов, лесопильных рам	0,03 до 0,05
„ „ „ станков, ткацких и бумажных машин .	0,015 „ 0,03
„ „ „ прядильных машин, для грубых номеров пряжи	0,01 „ 0,025
„ „ „ прядильных машин, для тонких номеров пряжи	0,007 „ 0,020
„ „ „ динамо постоянного тока, при прямом соединении	0,008 „ 0,010
„ „ „ динамо постоянного тока, при ременной передаче	0,012 „ 0,015
„ „ „ альтернаторов, при прямом соединении	0,005 „ 0,006
„ „ „ „ „ ременной передаче	0,007 „ 0,008
„ „ „ „ „ параллельной работе их	0,003 „ 0,0003

[*Ред.*].

[1]) Точное определение колебаний скорости может быть выполнено на основании уравнения работ, если известна скорость для какого-либо одного угла кривошипа. См. по этому поводу Tolle, „Regelung der Kraftmaschinen“, 1921, стр. 132 и сл.

Относительно графического способа определения скоростей по диаграмме тангенциальных усилий, точно так же имеющего исходной точкой скорость при каком-либо определенном положении кривошипа, см. Gümbel, „Die graphische Lösung von Differentialgleichungen zweiter Ordnung, in Anwendung auf die Schwingungslehre“, Z. d. V. d. I., 1919, стр. 771 и сл.

Строго говоря, здесь для r_k следовало бы подставить радиус инерции поперечного сечения обода. Однако, во многих случаях его для простоты заменяют расстоянием от оси вращения центра тяжести, тем более, что это расстояние требуется знать и для расчета веса обода.

Если в ур. (553) подставить

$$2r_k = D_k,$$

то оно примет форму

$$G_k \cdot D_k^2 = 4\,G r^2. \qquad (554)$$

Выражение $G_k D_k^2$ называют характеристикой маховика или раскачивающим моментом и иногда пользуются им вместо степени неравномерности.

При проектировании маховиков, участие ручек и ступицы в инерционном эффекте массы маховика учитывают предварительно лишь приближенно; для этого можно, напр., вес обода принять равным не G_k, а 0,9 G_k до 0,95 G_k [1]). Затем производят контрольный расчет.

Так как величина f, вследствие действия масс, зависит от числа оборотов кривошипа, то исследование влияния числа оборотов на вес маховика на основании ур. (552) требует построения диаграммы тангенциальных усилий для каждой скорости отдельно. Эту задачу можно себе облегчить, вычерчивая диаграммы тангенциальных усилий отдельно для давлений пара и для инерционных давлений. Первая остается независимой от скорости, ординаты второй изменяются с квадратом числа оборотов. Если диаграмму тангенциальных усилий от инерционных давлений построить над линией постоянного сопротивления, как основанием, то ее ординаты, отнесенные к нулевой линии, будут представлять диаграмму тангенциальных усилий общего сопротивления, включая действие сил инерции движущихся частей. Площади, заключенные между этой линией и диаграммой тангенциальных усилий для давлений пара, определяют поглощение и отдачу работы маховым колесом. Подробнее об этом см. стр. 64 книги Толле.

Исходить при вычислении работы A из площади bcd, фиг. 806, стр. 412, можно лишь при том условии, что эта площадь больше каждой из площадей def, fgh, $him + akb$; в противном случае перед тем, как приступать к определению A, необходимо найти площадь, дающую наибольшую разность скоростей. Если линия сопротивления пересекается с кривой тангенциальных усилий более, чем в 4 точках, т.-е. если получается более четырех не доходящих до нее, соотв. переходящих за нее площадей, то избыточная работа, определяющая степень неравномерности, изображается не самой большой площадью, а наибольшей алгебраической суммой площадей, расположенных одна за другой, при чем площади, лежащие под линией сопротивления и над нею берутся с противоположными знаками. В упомянутой выше книге Толле подробно разработан соответствующий пример.

Если сопротивление W не постоянно, а во время каждого оборота периодически изменяется *) таким образом, что работа, произведенная машиной за один

[1]) Более подробные данные о доле участия ручек и ступицы в весе и моменте инерции выполненных маховых колес можно найти, напр., в книге Грассмана (R. Grassmann), „Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine“, 3-е изд., 1912, стр. 93.

*) Это имеет место в компрессорах, воздуходувных машинах, поршневых насосах и т. п. Построение кривой тангенциальных сопротивлений для этих машин совершенно тождественно с описанным выше построением диаграммы тангенциальных усилий. *[Ред.]*.

оборот, равна той работе, которая затрачивается на преодоление этого сопротивления, то на фиг. 806 место прямой $k\,b\,d\,f\,h\,m$ займет кривая, выражающая характер этих изменений. В остальном описанный метод остается неизменным [1]).

Если на кривошипный вал и на маховое колесо действуют еще другие машины, кривошипы которых смещены относительно кривошипа первой машины, то должны быть, конечно, вычерчены отдельные диаграммы тангенциальных усилий, которые затем соединяют в одну результирующую диаграмму [2]).

В изложенных выше рассуждениях рабочее (нагруженное давлением) поперечное сечение поршня предполагалось одинаковым для обеих сторон. Если в действительности рабочие площади обеих сторон поршня существенно различаются, то это обстоятельство учитывают, умножая ординаты фиг. 802 и 803, стр. 409, на соответствующие рабочие площади поперечного сечения поршней и заменяя силы, отнесенные к единице площади, полными силами.

Выше мы пренебрегали собственными сопротивлениями трения машины. Точность результата страдает от этого в тем большей мере, чем меньше наполнение машины, т.-е. чем больше относительное значение этих сопротивлений.

Далее, в основе изложенного способа определения степени неравномерности хода машины лежит предположение, что соответствующие части паровой машины жестки, т.-е. не упруги. В действительности дело обстоит, конечно, не так. Это также является одной из причин отклонения действительной степени неравномерности от вычисленной по ур. (551). Рассмотрение кривой тангенциальных усилий $a\,b\,c\,d\,e\,f\,g\,h\,i$, фиг. 806, показывает, что кривошип, через посредство вала и далее — ступицы и ручек маховика, действует на обод последнего все время меняющейся силой. В случае кривой $c\,d_1\,e_1\,f_1\,e$ эта сила к концу хода становится даже отрицательной — соответственно перемене направления силы. Вследствие упругости материалов, отдельные части машины, в особенности же спицы маховика, вал, кривошип и пр., реагируют на эти колебания силы подобно пружинам и этим влияют на степень неравномерности. Чем прочнее сделаны эти части по отношению к действующим силам, тем меньше будут, при прочих равных условиях, указанные влияния; вал, на конце которого заклинено маховое колесо, будет влиять, вследствие своей упругости, на величину δ тем сильнее, чем больше его длина, и т. д.

У маховиков, обод которых связан со ступицей посредством упругих промежуточных органов, отличающихся большой податливостью (ср. том I, стр. 545 и 546), обод может обладать существенно иной неравномерностью, чем цапфа кривошипа.

Еще одна причина неточности изложенного способа, при обычных условиях также лишь незначительно влияющая на результат [3]), заключается в том, что обусловленные ускорениями давления p_1 и p_2 (стр. 409 и сл.), которые в сочетании

---

[1]) Другой способ для определения веса маховиков паровых машин предложен Баумаином (A. Baumann) в D. P. J., 1902, стр. 293 и сл.

[2]) Подробное исследование степени неравномерности машин с многоколенчатыми валами при различном расположении цилиндров можно найти в работе Кёльша (O. Kölsch), „Über Zylinderzahl und Zylinderanordnung bei Fahr- und Flugzeugmaschinen“, диссертация, Берлин, 1911, или изд. J. Springer, 1911 [а также в книге Judge'a, указанной в выноске на стр. 397. *Ред.*]

[3]) Ср., напр., Прелль (B. R. Proell), „Die genaue und angenäherte Schwungradermittlung“, Z. d. V. d. I., 1905, стр. 1713 и сл.

с кривой избыточного давления пара p_u приводят к диаграмме тангенциальных усилий, были вычислены в предположении постоянной скорости кривошипа. Строго говоря, следовало бы учитывать влияние, оказываемое на p_1 и p_2 колебаниями скорости между v_{max} и v_{min} [1]).

В случае вертикальных машин следует принимать в расчет влияние собственного веса частей, движущихся вверх и вниз: во время хода вверх их вес поглощает работу, при ходе вниз — он отдает ее.

Если с крейцкопфом или кривошипом связаны, кроме указанных выше, еще другие органы машины (воздушный насос, насос для холодной воды и т. д.), то это должно быть принято во внимание, как в смысле увеличения возвратно-поступательно движущихся масс, так и в отношении той работы, которую они поглощают во время действия машины. Вообще, представляется необходимым тщательно взвешивать все особенности каждого отдельного случая.

Для быстрого предварительного определения веса маховых колес вместо изложенного графического способа часто применяют приближенные формулы, выведенные из диаграмм тангенциальных усилий машин данного типа или класса. Так, например, в паровых машинах различной величины, но одинаковой конструкции, у которых наполнение, сжатие и отношение инерционных давлений к давлению пара одинаковы, избыточная работа f составляет определенную долю полезной работы, совершаемой паром. Поэтому, если отнести последнюю к одному ходу, а полезную мощность обозначить через N *л. с.*, то можно положить

$$f \cdot F = C \frac{60}{2n} \frac{75 \cdot N}{},$$

где C некоторая постоянная, величина которой определяется из диаграммы тангенциальных усилий и колеблется в зависимости от наполнения, сжатия и отношения инерционных давлений к давлению пара.

Подставляя в последнее уравнение, вместо левой части, выражение $M v^2 \delta$ [см. ур. (551), стр. 414], получим

$$M = C \frac{60 \cdot 75}{2} \frac{N}{n v^2 \delta}.$$

Отсюда, если принимать во внимание только вес обода G_k (ср. стр. 416),

$$G_k = C \frac{60 \cdot 75}{2} g \frac{N}{n v^2 \delta} = C \frac{N}{n v^2 \delta}. \qquad (555)$$

[1]) Относительно строго научного решения рассматриваемой динамической задачи см. Виттенбауэр (Wittenbauer), „Die graphische Ermittlung des Schwungradgewichtes, ein Beitrag zur graphischen Dynamik", Z. d. V. d. I., 1905, стр. 471 и сл. [Русский перевод: проф. Виттенбауэр, „Графическое определение веса махового колеса", Москва, 1908].

При сравнительном исследовании точного и приближенного способов Толле приходит к заключению, что последний дает несколько преувеличенные значения f. Таким образом, применение этого способа не расходится с общей тенденцией технических расчетов, и только при больших значениях степени неравномерности необходим точный способ. [О расчете маховиков см. также статью проф. К. А. Владимирова, „Расчет маховых колес с наименьшим весом", Вестник Инженеров, 1925, № 12. *Ред.*].

Значения c были впервые собраны Майером (K. Mayer), см. Z. d. V. d. I., 1889, стр. 113 и сл., затем дополнены Толле, см. стр. 90 и 91 его книги.

Подобно названным авторам, Гюльднер в своей книге, указанной в выноске на стр. 42 настоящего тома, вывел приближенные формулы для подсчета веса маховиков двигателей внутреннего сгорания. По поводу этих формул мы отсылаем читателя к первоисточнику.

Как показывает самый метод, конечным результатом которого является ур. (551), определение массы махового колеса по этому способу исходит из неравномерности в течение одного оборота машины, при чем предполагается установившееся соотношение между развиваемой мощностью машины и отдачей работы за каждый оборот или, в общем случае, за каждый рабочий цикл. Так, у четырехтактного двигателя рабочему циклу отвечают два оборота.

Однако, в некоторых случаях вес махового колеса следует определять, исходя не из неравномерности в течение одного рабочего цикла, а из наибольшей допустимой неравномерности в течение определенного времени. Такой случай может встретиться, например, при определении массы маховика машины, которая приводит в движение динамо электрической трамвайной станции, если при этом ставится условие, чтобы неравномерность во время пускового периода вагонов не выходила из предписанных границ. Такой же случай может представиться, например, на электрических станциях с турбинами в качестве двигателей. Здесь решающее значение имеет время замыкания регулятора, т.-е. то время, которое нужно регулятору, чтобы полностью закрыть совершенно открытую турбину, или закрытую турбину полностью открыть. Чем больше это время, тем большей должна быть масса маховика, чтобы при изменившейся нагрузке открытие турбины устанавливалось соответственно этому изменению и вместе с тем, чтобы разность скоростей не превосходила при этом известной меры. Ср. по этому поводу работу Пфарра в Z. d. V. d. I., 1899, стр. 1553 и сл. Также и в других двигателях существует связь между весом махового колеса и качеством регулирования, выражающаяся в том, что к регулированию можно предъявлять тем бо́льшие требования, чем меньше степень неравномерности маховика. Подробно этот вопрос рассмотрен в книге Толле.

К той же книге следует обращаться и по вопросу о таких колебаниях скорости, которые происходят от переменного действия нескольких маховых масс или от взаимодействия включенных на общую сеть двигателей и проявляются в форме колебаний или качаний.

Величина частного $\frac{G_1}{F}$, соотв. $\frac{G_1 + \vartheta G_2}{F}$, в ур. (542) и (544), стр. 410 и 411, зависит: от материала, в особенности от материала поршня и крейцкопфа (чугун, стальное литье и т. д.), от давления пара, для которого построена машина, от соотношения между длиной хода поршня и длиной шатуна, от особых требований, которым иногда должна удовлетворять машина, от наличия задних направляющих, от принятой конструкции деталей, а равно и от того, как конструктор привык назначать размеры — с большими или с малыми запасами, и т. д. Даже в заводских паровых машинах эта величина колеблется в весьма широких пределах. В зависимости от цели, которую преследует данный расчет, назначают G_1 или $G_1 + \vartheta G_2$ более или менее щедро. Для средних условий при предварительном расчете маховиков паровых машин можно принимать:

$\frac{G_1 + 0{,}5\,G_2}{F}$ = 0,3 до 0,5 для машин высокого давления (до 13 *ати*),
= 0,2 „ 0,3 „ „ низкого „ (до 4 *ати*),
= 0,3 „ 0,4 „ однокривошипных машин компаунд, при чем F обозначает площадь поперечного сечения цилиндра низкого давления.

В дальнейшем, определив веса, следует, в случае надобности, ввести поправку в полученный таким образом результат.

Гюльднер на стр. 191 своей упомянутой выше книги [стр. 189 русск. пер.] дает для $\frac{G_1 + 0{,}5\,G_2}{F}$ следующие значения:

Тип машины	Двигатели быстрого сгорания	Двигатели постепенного сгорания (дизеля)
Двигатели внутреннего сгорания простого действия:		
без крейцкопфа, с коротким ходом (ход $<$ 1,5 диаметра)	0,4 до 0,6	0,5 до 0,7
без крейцкопфа, с длинным ходом (ход $\leqq$ 1,5 диаметра)	0,6 „ 0,75	0,7 „ 0,8
с крейцкопфом (ход $\sim$ 1,5 до 1,33 диаметра)	0,9 „ 1,2	1,0 „ 1,3
двухцилиндровые тандем	1,25 „ 1,5	1,35 „ 1,6
быстроходные автомобильные двигатели	0,025 „ 0,04	—
Двигатели внутреннего сгорания двойного действия:		
одноцилиндровые без задних параллелей	1,0 до 1,25	—
одноцилиндровые с задними параллелями	1,2 „ 1,4	1,3 до 1,5
двухцилиндровые тандем	1,5 „ 1,8	1,6 „ 1,9
трехцилиндровые тандем (один цилиндр воздуходувки)	$\sim$ 2,0	—

3. Спокойный ход.

Выражение „машина идет спокойно“ означает, что машина работает без толчков (ударов) и без значительных (упругих) деформаций ее частей, в особенности же — без сотрясений.

а. *Толчки.*

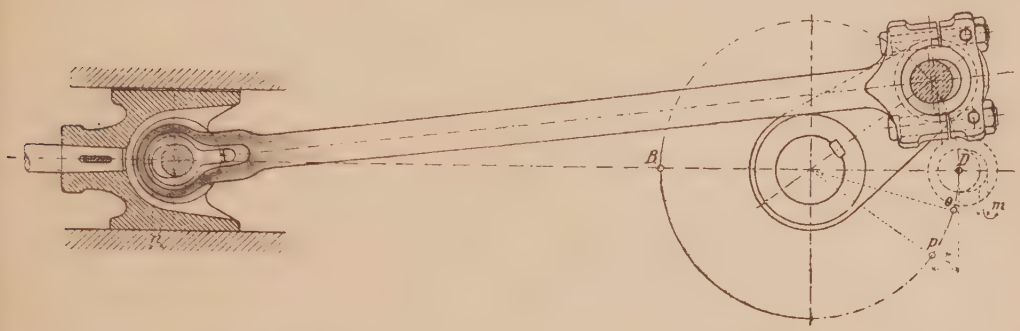
Толчок (удар) происходит при столкновении двух масс, что всегда сопровождается уничтожением более или менее значительной живой силы.

В нормальной паровой машине толчки могут происходить лишь в том случае, если между двумя соприкасающимися частями соприкосновение временно прерывается, а затем снова восстанавливается путем сближения их до встречи. Такими местами

являются поверхности соприкосновения частей, с к о л ь з я щ и х одна по другой. (При отсутствии относительного скольжения между двумя частями возможность толчков можно устранить устройством напряженного соединения; ср. том I, стр. 169). Главными из этих мест является палец крейцкопфа — или пальцы поршней — и цапфы кривошипов, охватываемые вкладышами шатунных головок, далее — поверхности скольжения крейцкопфа по направляющим, кривошипный вал там, где он покоится в коренном подшипнике, и т. д.

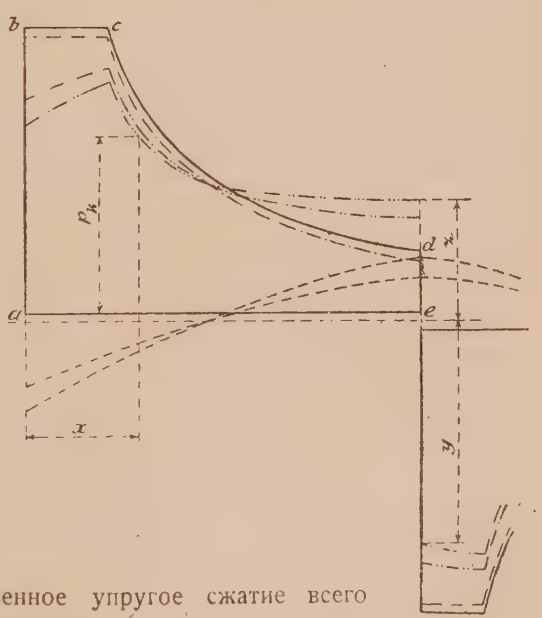
Для большей ясности представим себе машину, у которой есть мертвый ход, т.-е. большие зазоры между упомянутыми цапфами и их подшипниками, а также между крейцкопфом и его параллелями, так, как это примерно изображено на фиг. 809. Предположим, что индикаторная диаграмма этой машины имеет форму

Фиг. 809.



кривой *a b c d e a*, фиг. 810, которую с известной точки зрения можно считать превосходной. На фиг. 810, по способу, изложенному в разделе 1, построены: кривая избыточного давления пара, а также кривые давлений p_q и p_k [ур. (543), соотв. (545), стр. 410 и 411].

Фиг. 810.



В момент времени, соответствующий пройденному поршнем пути x, фиг. 810, сила S, с которой внутренний вкладыш головки шатуна прижимается, вследствие давления пара на поршень, к цапфе кривошипа (ср. фиг. 809), составляет по ур. (548), стр. 411,

$$S = \frac{F p_k}{\cos \psi}.$$

Этой силе соответствует определенное упругое сжатие всего шатуна, а также вкладышей и соответствующих поверхностей цапф. Равным образом, будут сжаты в этот момент поршневой шток и его соединительные части, сообразно испытываемому ими давлению. Величину упругого сжатия (укорочения) всех этих частей по сравнению со свободным — не напряженным — их состоя-

нием (при $S = 0$), в целях дальнейших пояснений, обозначим через λ. В тот момент, когда цапфа кривошипа приходит в мертвую точку D, фиг. 809, сила S составляет, на основании фиг. 810,

$$S = Fz,$$

а в непосредственно следующий за этим момент времени

$$S = -Fy,$$

так как, по фиг. 810, в мертвой точке D величина p_k мгновенно изменяется с z через 0—в y, а $\cos\psi$ в мертвой точке равен 1.

По наступлении разгрузки прежде всего исчезнет сжатие (укорочение) λ; другими словами, сила, действующая на поршень, которая теперь тянет шатун, проходит сначала путь λ в обратном направлении (справа налево), не преодолевая при этом, собственно, полезного сопротивления. Более того, упругая отдача сжатых до того стержней возвращает даже некоторую механическую работу поршню. Пока не будет пройден путь λ, сохраняется соприкосновение внутреннего вкладыша шатунной головки с цапфой кривошипа (которую мы будем рассматривать в первую очередь). К концу этого пути кривошип успеет пройти некоторый — хотя бы и весьма малый — угол от своего мертвого положения, напр., до точки o, фиг. 809. На длине дуги Do цапфа кривошипа должна была все еще давить на внутренний вкладыш головки шатуна, получающего ускорение справа налево. Таким образом, кривошип уже перешел за мертвое положение, а соприкосновение между цапфой и внутренним вкладышем все еще не прекратилось. Прежде чем эта цапфа придет в соприкосновение с наружным вкладышем головки шатуна, она продвинется дальше, примерно, на дугу op. Головка шатуна должна пройти при этом не только дугу op, но еще и мертвый ход, зазор m, между тем, как палец крейцкопфа, чтобы притти в соприкосновение со своим наружным вкладышем и вообще иметь возможность тянуть шатун, должен пройти отрезок n, не совершая, собственно говоря, никакой работы. Таким образом, прежде чем шатун снова войдет в непосредственное соприкосновение с цапфой кривошипа, сила, действующая на поршень и более или менее значительная по величине, должна пройти общий путь $\lambda + \zeta + m + n$, сообщая ускорение только массе звеньев механизма до кривошипа. Очевидно, что при таких условиях замыкание связи между шатуном и кривошипом должно сопровождаться сильным толчком. Такой же толчок произойдет и на пальце крейцкопфа, а именно — в тот момент, когда он войдет в соприкосновение с наружным вкладышем соответствующей головки шатуна.

Для избежания толчков недостаточно уничтожить мертвый ход, иначе говоря, недостаточно, чтобы m и n были равны нулю, так как при этом все еще остается участок пути $\lambda + \zeta$. Необходимо, кроме того, устранить внезапность перемены давления (с $+Fz$ на $-Fy$, фиг. 810), и сделать так, чтобы эта перемена происходила перед мертвой точкой, что может быть достигнуто сжатием переднего пара. Если ввести такое сжатие, то пересечение линией p_k оси абсцисс в мертвой точке под прямым углом (фиг. 810) заменится пересечением ее под углом, отличным от прямого [1]) несколько впереди мертвой

[1]) Для правильной оценки скорости, с которой меняется при этом давление, целесообразно построить кривую значений p_k в виде ординат с абсциссами, пропорциональными соответствующим отрезкам времени. Так как цапфа кривошипа движется приблизительно

точки, напр., на фиг. 807 — в точке m_2 (см. фиг. 805, стр. 410, а в особенности фиг. 807, стр. 413). Этому соответствует постепенное исчезновение сжатия λ и постепенное же примыкание наружного вкладыша шатунной головки к цапфе кривошипа, пока не будет достигнута мертвая точка. Таким образом, в начале нового хода, т.-е. когда начинает отдавать работу свежий пар, сумма $\lambda + \zeta$ будет равна, или почти равна, нулю, благодаря чему, при отсутствии мертвого хода [1]), толчок будет устранен.

с постоянной скоростью, то достаточно принять за абсциссы соответствующие пути цапфы кривошипа. В рассматриваемом случае, примерно соответствующем фиг. 807, получается, что угол, под которым кривая значений p_k пересекает ось абсцисс, отличается от 90° гораздо больше, чем указано на фиг. 807. Пути поршня, являющиеся на этой фигуре абсциссами, возрастают к концу хода все в меньшей мере, падающей до нуля. [Простой метод расчета силы удара P в зависимости от величины зазора и массы возвратно-поступательно движущихся частей дал Штрибек в Z. d. V. d. I., 1893, стр. 10. Этот способ приводит к уравнению

$$P = \alpha \sqrt{\frac{G_k}{gF}} \sqrt[3]{4{,}5\, y^2 \frac{gF}{G_k} - \operatorname{tg}\xi} = \alpha \sqrt{m \cdot w},$$

где α коэффициент, зависящий от механических свойств материалов цапфы и вкладыша, y величина зазора, ξ угол, под которым кривая значений $p_k = f(t)$ пересекает ось абсцисс, $m = \frac{G_k}{g \cdot F}$ масса возвратно-поступательно движущихся частей, отнесенная к 1 $см^2$ рабочей площади поршня, и w относительная скорость ударяющихся частей. Таким образом, сила удара возрастает пропорционально квадратному корню из массы m и первой степени относительной скорости w (или иначе степени $^2/_3$ величины зазора y и степени $^1/_6$ массы m). Элементарный вывод этой формулы см. также в книге Дуббеля.

Исследование явлений удара в кривошипно-шатунном механизме см. также F. Döhne. „Ueber Druckwechsel und Stösse bei Maschinen mit Kurbeltrieb", M. ü. F., Heft 118 (1912). *Ред.*].

[1]) Толщина слоя масла, необходимого между цапфой и вкладышем, не образует (при условии непрерывного действия передаваемых усилий, не превышающих допускаемой величины) зазора или мертвого хода. Этот слой скорее играет роль подушки (буфера). Передача происходит через слой жидкости. Конечно, последний становится тем тоньше, чем выше поднимается число атмосфер, соответствующее удельному давлению на цапфе. Впрочем, надлежащим образом выбранный смазочный материал выдерживает, не выдавливаясь, довольно высокое давление (ср. стр. 7 и сл. настоящего тома, опыты Тауэра и замечания по поводу них, а также приведенные на стр. 43 опытные данные о допустимой нагрузке цапф). Если сила давления действует периодически и каждый раз лишь в течение короткого времени, то, в известных пределах, она может быть тем больше, чем короче это время. См. по этому поводу статью Гюмбеля „Einfluss der Schmierung auf die Konstruktion", в J. d. Sch. G., 1917, стр. 236 и сл.

Чем меньше удельное давление на цапфе, тем большей — до известного предела — может быть толщина масляного слоя, принимающего участие в передаче работы и тем большей, следовательно, может быть разность между диаметром цапфы и отверстием подшипника. Из сказанного в самом начале настоящего тома ясно, что на допустимую величину этой разности имеет влияние и род смазочного материала.

Эти соображения, которые автор приводил уже и в предыдущих изданиях, подтверждены Польстером (Polster, „Experimentelle Untersuchung der Druckwechsel und Stösse im Kurbelgetriebe von Kolbenmaschinen", M. ü. F., Heft 172 und 173, 1915). Он пришел к тому важному результату, что род смазки оказывает весьма значительное влияние на силу толчков. Достаточно небольшого давления масла, чтобы очень существенно смягчить удары. Большое давление масла улучшает, правда, условия работы в этом отношении еще больше, но не в такой мере, в какой возрастает расход масла. При возрастании зазора сила ударов сначала увеличивалась, а затем, в зависимости от характера изменений давления и смазки, снова убывала или, по крайней мере, росла не так быстро, так как с увеличением зазора улучшался подвод масла,

Строго говоря, в приведенном выше исследовании причин, вызывающих толчки на цапфе кривошипа следовало учитывать не только силу шатуна, определяемую ур. (548), стр. 411, но также и силы, обусловленные собственным весом шатуна и его инерцией, равно как влияние сопротивлений трения. Первая составляющая, в предположении точно призматической формы шатуна, была бы равна половине его веса. Но в действительно применяемых современных конструкциях на цапфу кривошипа обычно падает более значительная часть этого веса. Вторая составляющая изменяется в зависимости от угла φ поворота кривошипа. Для точного определения ее следует построить для различных положений кривошипа кривую, упомянутую на стр. 407 и изображенную на фиг. 800, заменяющую собой прямую KG на фиг. 798 и 799, стр. 405 и 406, и определить из выражения

$$\omega^2 r \frac{x}{l} \frac{f\gamma}{g} \sin\varphi$$

силы инерции для отдельных элементов массы. Затем нужно проверить значения равнодействующей обеих этих составляющих и силы S, чтобы установить, происходит ли и где именно внезапная перемена направления давления между цапфой кривошипа и охватывающей ее головкой шатуна.

Для малых и средних чисел оборотов влияние этих двух составляющих на равнодействующую незначительно. Напротив, при высоких числах оборотов влияние составляющей, обусловленной инерцией шатуна, становится заметным, и именно в том смысле, что изменение давления происходит с известной постепенностью, особенно, если оно имеет место при больших значениях угла φ.

На цапфе крейцкопфа, на которую обычно падает меньшая доля собственного веса и силы инерции шатуна, это влияние сказывается в соответственно меньшей степени.

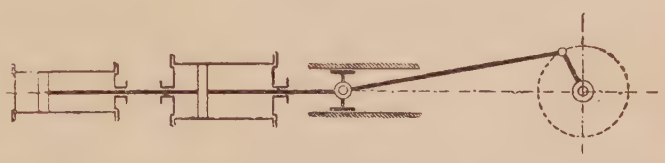
Что касается возможности ударов в главном подшипнике кривошипного вала, то здесь играет большую роль значительная вертикальная нагрузка от маховика. Благодаря этой нагрузке, равнодействующая силы, передаваемой на подшипник от цапфы кривошипа, и только что упомянутой вертикальной нагрузки обычно изменяется по величине и направлению довольно плавно. Вследствие этого в горизонтальных машинах, находящихся в хорошем состоянии, вероятность и величина толчков значительно меньше. В вертикальных машинах положение менее благоприятно, если только постоянное соприкосновение шейки вала с нижним вкладышем подшипника не обеспечивается нагрузкой подшипника от веса сидящих на валу частей. В противном случае возникновение толчков можно предупредить или, по крайней мере, смягчить самым тщательным пришабриванием крышки подшипника к валу, уменьшением зазора и обильной смазкой.

Возникновения толчков на поверхностях скольжения крейцкопфа можно ожидать лишь в том случае, если последний быстро меняет ведущую направляющую (параллель). Если направление давления на параллелях меняется постепенно и если отсутствует мертвый ход, то толчки здесь места не имеют.

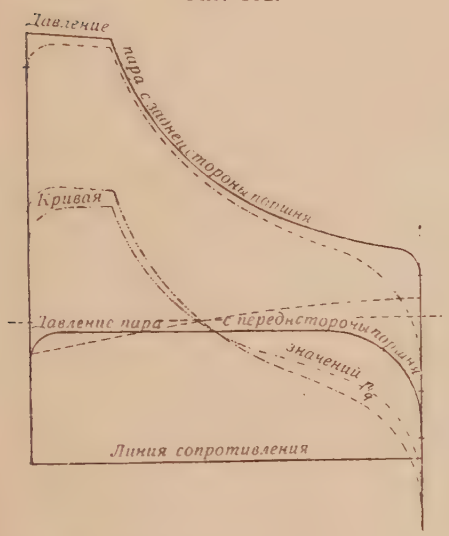
В горизонтальных машинах, вращающихся вправо (см., напр., фиг. 791, стр. 392 и фиг. 804, стр. 410),—у них кривошип из своего внутреннего положения поворачивается кверху — давление на направляющих, если только наполнение не слишком

мало, обычно меняет свое направление лишь к концу хода. Однако, в виду малой величины угла ψ поворота шатуна, оно получается здесь малым и обычно может уравновеситься весом крейцкопфа и соответственной частью веса шатуна. Поэтому, если на цапфу крейцкопфа падает небольшая доля силы инерции шатуна, то смены направляющей вообще не произойдет. Напротив, если такая машина вращается влево, то давление на направляющие, обусловленное нормальным усилием шатуна, направлено вверх. В этом случае перемена направляющей бывает обычно неизбежна, вследствие того, что веса частей, нагружающих крейцкопф (к ним следует прибавлять также часть веса поршневого штока), действуют вниз. В поршневых воздуходувках и насосах с непосредственным приводом (см. фиг. 811) это имеет место даже тогда, когда они вращаются вправо. В них полезное сопротивление действует на поршневой шток, при чем, в частности, в случае насоса оно сохраняет почти постоянную величину, соответственно постоянному же расстоянию от оси абсцисс линии сопротивления, вычерченной на фиг. 812 [1]). Как показывает эта диаграмма, усилие на крейцкопфе [кривая значений p_q, ур. (543), стр. 410] меняет здесь свое направление приблизительно посредине хода. Если это изменение происходит достаточно постепенно, то ни на цапфе, ни на направляющих толчков не происходит. Однако, необходимым условием этого является особая тщательность не только в отношении конструкции и выполнения машины, но и в отношении ухода за ней во время эксплоатации, если хотят рассчитывать на удовлетворительную работу ее. Опыт с машинами этого рода показывает, что это вполне возможно, несмотря на перемену направления силы посредине хода [2]).

Фиг. 811.



Фиг. 812.



В вертикальных машинах следует ожидать перемены направляющей всякий

[1]) Эту диаграмму строят обычно в следующем порядке: определяют (по снятым или построенным индикаторным диаграммам) кривую избыточных давлений для воздуходувного или насосного цилиндра, затем умножением ее ординат на отношение рабочих поперечных сечений поршней приводят их к удельным давлениям на паровой поршень, и, наконец, умножением на величину, обратную коэффициенту полезного действия машины (т.-е. на частное от деления индикаторной мощности на полезную мощность), получают ординаты, непосредственно сравнимые с ординатами кривой избыточных давлений пара. Площади обеих диаграмм (для мощности и сопротивления) должны быть одинаковы, в противном случае необходимо внести исправление.

[2]) Отсюда, с другой стороны, следует также и то, что условия, вроде изображенных на фиг. 813 (избыточное давление пара в начале хода недостаточно для сообщения массам

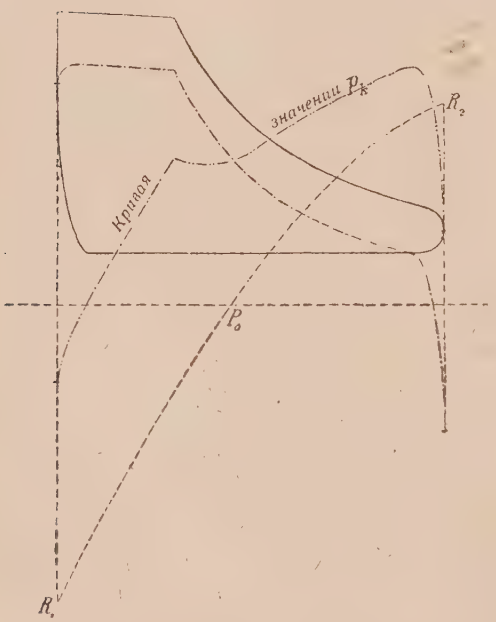
раз, как меняется направление давления на параллели, что̀ вызывается действием сил, передаваемых через посредство шатуна и возникающих в нем самом вследствие инерции.

b. *Деформации, сотрясения, колебания всей машины.*

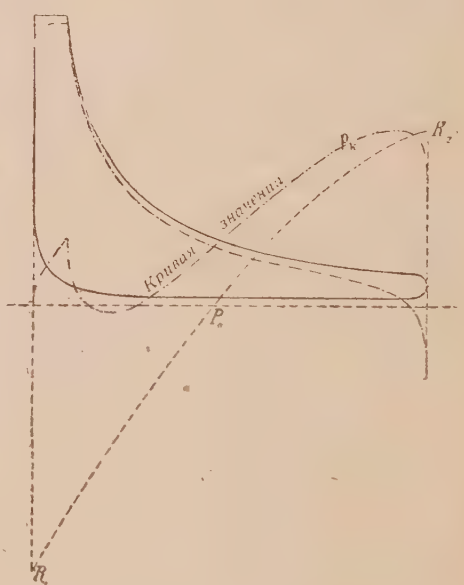
Сотрясения и другие вредные для спокойного хода машины колебания могут возникнуть также вследствие того, что отдельные части ее, как, напр., шатун, непрестанно изменяют, хотя бы и вполне упруго, свою форму. Это вызывается либо своеобразным характером движения таких деталей, способствующим возникновению сил инерции (ср. стр. 405 и сл.), либо действием внешних сил. Чем меньше изменяются, вообще говоря, соответствующие силы или чем постепеннее происходят эти изменения, тем меньше они будут нарушать, при прочих равных условиях, спокойный ход машины. Отсюда следует, что конструктор должен стремиться обеспечить

поршня и пр. необходимого ускорения), не вызывают непременно толчка. То же относится и к условиям работы машины, соответствующим диаграмме по фиг. 814; удельное давление пара с задней стороны поршня падает, вследствие малого наполнения, настолько быстро, что, во-первых, несмотря на положительный знак p_k в начале хода, его значение вскоре становится отрицательным, и, во-вторых, по этой причине давление меняет свой знак дважды.

Фиг. 813.



Фиг. 814.



Само собою разумеется, что таких условий работы следует по возможности избегать. Так, напр., в случае диаграммы по фиг. 814 стараются обеспечить возможно более высокое избыточное давление пара p_u в начале хода (полное давление пара позади поршня, возможно низкое давление – впереди его) и конструируют движущиеся возвратно-поступательно части возможно более легкими. При данном весе $G_1 + G_2$ ускоряемых масс, условие $p_k = p_u - p_2 > 0$ [ср. ур. (545), стр. 411] устанавливает верхний предел для скорости, соотв. для числа оборотов машины. В подобных случаях для полной ясности необходимо строить кривые p_k и д я обратного хода.

возможно равномерную передачу сил, соотв. возможно постоянный и плавный характер изменения их.

В отношении спокойствия хода машины нужно принимать во внимание и то, насколько сама установка ее способствует этому. Так, например, в машине по фиг. 804, стр. 410, следствием того, что возвратно-поступательно движущиеся массы ее получают ускорение слева направо, вся машина имеет стремление двигаться справа налево, и притом с силой, равной произведению этих масс на ускорение. Около середины хода ускорение переходит в замедление (ср. фиг. 796, стр. 402, или фиг. 805, стр. 410), т.-е. становится отрицательным; вследствие этого меняет свой знак и сила, стремящаяся сдвинуть всю машину. Если бы вся машина была поставлена на тележку, то в течение первой половины хода эта тележка двигалась бы справа налево, а в течение второй половины хода — слева направо. Подвешенная на канатах, машина совершала бы качания — сначала влево, затем вправо, и т. д. Установка машины на неподвижном фундаменте лишает ее возможности двигаться. При этом фундамент и части, скрепляющие с ним машину, должны оказывать в горизонтальном направлении сопротивление силе, величина которой непрерывно меняется по ур. (544), стр. 411, т.-е.

$$P' = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)(G_1 + \vartheta G_2). \qquad (556)$$

Эта сила в начале прямого хода, т.-е. при $\varphi = 0$, имеет наибольшее значение

$$P'_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left(1 + \frac{r}{l}\right)(G_1 + \vartheta G_2), \qquad (557)$$

при $\varphi = 79^\circ 16'$ обращается в нуль и в конце прямого хода принимает значение

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left(1 - \frac{r}{l}\right)(G_1 + \vartheta G_2).$$

В быстроходных машинах к этой силе обычно присоединяются сравнительно значительные составляющие от центробежной силы кривошипа и шатуна. Если через G_3 обозначить вес кривошипа вместе с его цапфой, отнесенный к оси последней, т.-е. к расстоянию r, далее через $(1-\vartheta)G_2$ — часть веса шатуна, участвующую во вращении (ср. выноску 1 на стр. 408), то значения соответствующих центробежных сил будут

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 r G_3 \quad \text{и} \quad \left(\frac{n}{30}\right)^2 r(1-\vartheta)G_2,$$

а их составляющие

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 r G_3 \cos\varphi \quad \text{и соотв.} \quad \left(\frac{n}{30}\right)^2 r(1-\vartheta)G_2\cos\varphi.$$

Следовательно, в общем

$$P' = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left[\left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\varphi\right)G_1 + \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\vartheta\cos 2\varphi\right)G_2 + G_3\cos\varphi\right]. \qquad (556a)$$

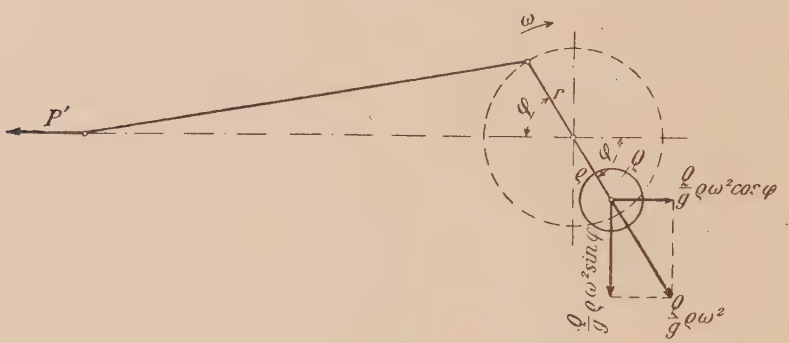
$$P'_{max} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left[\left(1 + \frac{r}{l}\right)G_1 + \left(1 + \frac{r}{l}\vartheta\right)G_2 + G_3\right]. \qquad (557a)$$

Это максимальное значение может оказаться очень большим. Так, например, для одной построенной двухцилиндровой паровой машины с диаметрами цилиндров 600 *мм* и 1000 *мм* и с ходом 900 *мм*, у которой $r = 450$ *мм*, $n = 125$, $r : l = 1 : 5$, $G_1 = 2940$ *кг*, $G_2 = 1000$ *кг*, $G_3 = 475$ *кг*, $\vartheta = 0{,}5$, оно составляет:

$$P'_{max} \cong \left(\frac{125}{30}\right)^2 0{,}45\,[1{,}2 \cdot 2940 + 1{,}1 \cdot 1000 + 475] \cong 39\,900 \text{ кг}.$$

Это побуждает принимать меры для уменьшения влияния сил инерции, напр., посредством других масс, силы инерции которых действуют в противоположном направлении. Так, напр., на фиг. 815 можно видеть применение противовеса Q, расположенного напротив цапфы кривошипа на расстоянии ρ от оси. Центробежная сила этого противовеса $\left(\frac{n}{30}\right)^2 \rho Q$ уменьшается суммой только-что подсчитанных цен-

Фиг. 815.



тробежных сил кривошипа и шатуна $\left(\frac{n}{30}\right)^2 r\,[(1-\vartheta)\,G_2 + G_3]$. Таким образом, в горизонтальном направлении остается сила

$$P'' = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \{Q\rho - [(1-\vartheta)\,G_2 + G_3]\,r\}\cos\varphi =$$
$$= \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left\{Q\cdot\frac{\rho}{r} - [(1-\vartheta)\,G_2 + G_3]\right\}\cos\varphi, \qquad (558)$$

а в вертикальном направлении

$$P''' = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \{Q\rho - [(1-\vartheta)\,G_2 + G_3]\,r\}\sin\varphi =$$
$$= \left(\frac{n}{30}\right)^2 r\left\{Q\frac{\rho}{r} - [(1-\vartheta)\,G_2 + G_3]\right\}\sin\varphi. \qquad (559)$$

P'' уменьшает силу P', тогда как P''' влияет попеременно в сторону увеличения и уменьшения давления вала на опору.

Для полного уравновешивания (балансировки) сил инерции в горизонтальном направлении было бы необходимо, прежде всего, выполнение условия

$$P'' = P'.$$

Сравнение правых частей ур. (556) и (556а) с правой частью ур. (558) показывает, что при конечной длине шатуна это невозможно, но осуществляется при $l = \infty$ (кривошипный механизм с двойным ползуном, механизм с поступательно движущейся кулиссой). Обычно приходится довольствоваться уравновешиванием вращающихся масс и, примерно, одной трети масс, движущихся поступательно. В приведенном выше случае вес противовеса, отнесенный к радиусу окружности, описываемой цапфой кривошипа, составляет $Q\frac{\rho}{r} = 1680$ *кг*, так что за вычетом величины $(1-\vartheta)\,G_2 + G_3 = 975$ *кг* для уравновешивания поступательно движущихся масс в 3440 *кг* остается еще $1680 - 975 = 705$ *кг*, т.-е. примерно одна пятая.

Для полного уравновешивания необходимо, далее, чтобы не только сумма сил инерции, но и сумма моментов сил инерции была равна нулю. Об этом не следует забывать, особенно — с точки зрения напряжений, вызываемых в материале вала силами инерции.

В отношении вертикальных машин нужно помнить о том, что центробежная сила кривошипа и соответствующей части массы шатуна дает горизонтальную составляющую, которая направлена попеременно вправо и влево и при достаточной величине способна нарушить спокойный ход машины. При помощи противовеса можно в большей или меньшей степени уравновесить эту составляющую.

На устойчивость машины могут оказывать вредное влияние также внешние (действующие на машину извне) силы, возникающие во время ее работы.

Все эти силы, нарушающие устойчивость машины, должен воспринимать фундамент; соответственно этому должно быть спроектировано и выполнено скрепление машины с ним. Чем больше неуравновешенные силы инерции и вызываемые ими моменты, тем тяжелее должен быть сделан фундамент, чтобы движения его (сотрясения и колебания) оставались малыми [1]). Само собой разумеется (при сооружении фундаментов это является основным правилом), что фундаменты стен и самые стены машинного здания должны быть совершенно отделены от фундаментного массива под машиной, для того, чтобы сделать невозможной непосредственную передачу сотрясений от фундамента машины на фундамент здания.

Изложенное выше относится, главным образом, к уравновешению масс в поршневой машине с одним кривошипом и с одним или несколькими цилиндрами, расположенными на одной линии. В машинах с несколькими кривошипами, помимо указанного выше применения особых масс (противовесов), прибегают также к взаимному угловому смещению кривошипов.

Рассмотрение довольно разнообразных случаев уравновешения сил инерции является предметом специальных трудов [2]).

---

[1]) Относительно затруднений, с которыми приходится иногда встречаться даже в тех случаях, когда фундамент выведен на хорошем грунте — непосредственно или на сваях — см., напр., статьи Ширпа (Schirp), „Maschinenfundamentschäden in Kraftwerken", Z. d. V. d. I., 1919, стр. 969 и сл., и Герба (Gerb), „Die Fernübertragung von Bodenerschütterungen bei Maschinen mit hin- und hergehenden Massen", Z. d. V. d. I., 1920, стр. 759 и сл.

По вопросу о расчете таких колебаний фундамента см. Зауэр (Sauer), „Messung und Rechnung der Fundamentschwingungen von einfach wirkenden Viertaktmaschinen" (диссертация), Darmstadt, 1916.

В последнее время решением той же задачи в отношении фундаментов турбодинамо, для которых может иметь значение усиление колебаний вследствие совпадения частоты собственных колебаний балок с числом оборотов машины, занимался Гейгер (Geiger), применявший для этой цели специальный прибор (виброграф); ср. Z. d. V. d. I., 1922, стр. 437 и сл., стр. 667 и сл., 1923, стр. 287, далее Maschinenbau от 16/XII 1922 г.

[2]) Общее рассмотрение задач этого рода и их решений содержится в книге Толле (Tolle), „Regelung der Kraftmaschinen", 3-е изд., Berlin, 1921, стр. 341 и сл.

Решением проблемы возможно совершенного уравновешения масс для пожарных паровых насосов, устанавливаемых на легком и, кроме того, рессорном основании, автор занимался уже около 50 лет тому назад; см. его статью в Z. d. V. d. I., 1880, стр. 113 и сл., или его же работу „Die Konstruktion der Feuerspritzen", Stuttgart, 1883, стр. 124 и сл., а также герм. пат. № 3897 и № 8063. Последняя конструкция доказывает, в частности, ошибочность встречающегося в литературе общего утверждения, будто бы возвратно-поступательно движущиеся массы нельзя уравновесить посредством вращающихся масс.

В. КРИВОШИПЫ, ЭКСЦЕНТРИКИ.

I. Кривошипы.

Кривошипы представляют собой скрепленные с валом или составляющие одно целое с ним рычаги, обычно имеющие целью передавать механическую работу от частей, движущихся возвратно-поступательно — вращающимся частям, или, обратно, от последних — первым. Главными составными частями кривошипа являются цапфа (палец) кривошипа, т.-е. та его часть, с которой связаны поступательно движущиеся массы, и тело кривошипа со ступицей (втулкой), служащей для укрепления кривошипа на валу.

Если кривошип сидит на конце вала, то его называют концевым или лобовым кривошипом (фиг. 3 табл. 24, фиг. 1 табл. 25, фиг. 2 и фиг. 5 табл. 67, фиг. 1 табл. 68). Если у концевого кривошипа на цапфе сидит второй кривошип, то последний называется контр-кривошипом (фиг. 4 табл. 67). В том случае, когда кривошип сидит не на конце вала, последний называют коленчатым валом и притом одноколенчатым, если на нем имеется только один кривошип (колено) (фиг. 1 табл. 26, фиг. 1 табл. 29), и многоколенчатым, если кривошипов несколько. Так, на фиг. 1 табл. 27 и фиг. 1 табл. 30 изображены два двухколенчатых вала с кривошипами, смещенными на 90°; на фиг. 1 табл. 29 и фиг. 2 табл. 30 — двухколенчатые валы со смещенными на 180° кривошипами для двухцилиндровых паровых машин; на фиг. 3 табл. 30 — трехколенчатый вал с кривошипами, смещенными на 120°, для трехцилиндровой машины [1]), и на фиг. 8 табл. 67 — трехколенчатый вал с двумя лобовыми кривошипами (последние — для движения двух распредели-

---

См. также статью Гебгарда (Gebhard) в Z. d. V. d. I., 1880, стр. 589 и сл.

Относительно судовых машин с четырьмя и более цилиндрами см. работы Шлика (Schlick, герм. пат. № 80 974 от 10/XI 1893 г.). Ср. также Z. d. V. d. I., 1894, стр. 1090 и сл., 1898, стр. 907, стр. 1053 и сл., а также последующие годы этого журнала, особенно, 1905, стр. 1501 и сл.); Лоренц (Lorenz), „Dynamik der Kurbelgetriebe mit besonderer Berücksichtigung der Schiffsmaschinen", 1901; Шуберт (Schubert), „Theorie des Schlick'schen Massenausgleichs", Leipzig, 1901.

Относительно паровозов см. Бауман (Baumann), „Bewegung der Lokomotiven in geraden Strecken und Bogen; Berechnung der Gegengewichte", в издании „Eisenbahntechnik der Gegenwart", 3-е изд., 1912, том I, Отдел I, 1-я часть, стр. 168 и сл.

Для автомобильных и авиационных двигателей подробные указания можно найти в работе Кельша, упомянутой в выноске 2 на стр. 417. Ср. далее Губер (Fr. Huber), „Erschütterungen schwerer Fahrzeugmotoren" (диссертация), München, 1920.

[1]) На фиг. 2 табл. 30 изображен вал двухцилиндровой машины завода Буккау (Maschinenfabrik Buckau, A.-G., Magdeburg), которая была выставлена на электротехнической выставке во Франкфурте-на-Майне в 1891 г. Смещение кривошипов на 180° имеет здесь целью уравновешение сил инерции. Вал этот замечателен тем, что лежит в двух подшипниках, благодаря чему опорные давления могут быть легко определены. Диаметры цилиндров машины составляют 625 *мм* и 950 *мм* при длине хода в 700 *мм*. Число оборотов — от 125 до 130 в минуту. Начальное давление пара — до 10 *ати*.

На фиг. 3 изображен вал выставленной во Франкфурте трехцилиндровой машины фирмы б. Кун (G. Kuhn, Stuttgart-Berg). Диаметры цилиндров: 500, 700 и 1200 *мм*, длина хода 600 *мм*. Число оборотов — 80 и 120. Начальное давление — до 12 *ати*. Подробности об обеих машинах можно найти в отчете о выставке Штрибека, помещенном в Z. d. V. d. I., 1891, стр. 1435 и сл.

тельных золотников), по конструкции автора, примененной им для пожарных паровых насосов.

Указания, необходимые для расчета кривошипных цапф, даны в главе „Цапфы“ (стр. 39 и сл. настоящего тома).

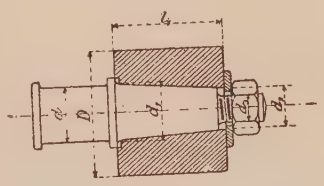
Для выверки правильности установки кривошипа необходимо иметь возможность ставить на цапфу, параллельно ее оси, ватерпас. Поэтому цапфа либо вовсе не должна иметь буртика, либо иметь их два, строго одинакового диаметра. По этой же причине шаровая цапфа должна быть снабжена буртиком, диаметр которого точно равен диаметру шара. Вопрос о сравнительном достоинстве шаровых и цилиндрических цапф был рассмотрен выше, в главе „Цапфы“, стр. 53 и сл.

Относительно расчета кривошипных валов можно сослаться на главу „Оси и валы“ (стр. 92 и сл.). Здесь же остается еще рассмотреть размеры тела кривошипа и способы скрепления его частей между собою.

В отношении последнего вопроса необходимо иметь в виду, что, вследствие перемен направления и величины действующих сил, эти соединения должны быть напряженными; чрезвычайная тщательность выполнения их является едва только достаточной.

Скрепление цапфы с телом кривошипа при помощи конического хвоста изображено на фиг. 1 табл. 25; на фиг. 2, 3, 4 и 5 табл. 67; на фиг. 1 табл. 68; на фиг. 816. Конус цапфы должен быть аккуратно пришлифован к своему гнезду в кривошипе; еще лучше пришабрить его, затем затянуть в гнездо посредством клина, винта или гайки, либо запрессовать с помощью гидравлического пресса и, наконец, надежно закрепить в гнезде. Если конус цапфы имеет буртик (заплечик, обварку), как это изображено на фиг. 1 табл. 25, фиг. 4 табл. 67, фиг. 1 табл. 68 и фиг. 816, то между этим буртиком и телом кривошипа должен быть оставлен некоторый зазор. В противном случае не может быть уверенности в том, что соединение на конус действительно будет напряженным. Чтобы избежать расточки конического отверстия под хвост цапфы и пришлифовки, цапфу часто укрепляют следующим образом. Заднюю часть ее делают цилиндрической, но несколько большей по диаметру, чем цилиндрическое отверстие, расточенное в теле кривошипа. Часть последнего вокруг отверстия нагревают и вставляют цапфу на место. Вследствие сжатия, сопровождающего охлаждение кривошипа, на поверхностях соприкосновения возникают силы, необходимые для надежного укрепления цапфы. Подобный способ посадки показан на фиг. 2 табл. 29 и на фиг. 2 табл. 71. С целью избежать необходимости скрепления частей, тело кривошипа и цапфу делают иногда и из одного целого; этот способ изготовления применяют, в частности, в тех случаях, когда расстояние между осью вала и осью цапфы настолько мало, что устройство отдельной цапфы затруднительно или даже невозможно; ср., напр., Z. d. V. d. I., 1920, стр. 1105, фиг. 41. Иногда вал, кривошип и цапфа составляют одно целое.

Фиг. 816.



При выборе и оценке способа укрепления цапфы следует принимать во внимание, предстоит ли ей воспринимать значительный осевой крутящий момент, или нет. Первое может иметь место, напр., в случае применения контр-кривошипа по

фиг. 4 табл. 67, а также, если цапфа работает в бронзовых вкладышах, при заедании. В подобных случаях способы укрепления, не предохраняющие цапфу от проворачивания (фиг. 816),—что́ достигается, напр., посредством клина или, еще лучше, горячей посадкой, — недопустимы.

Вместо клина или гайки, для укрепления пришлифованных цапф применяется иногда также расклепывание. С точки зрения возможности ремонта или смены цапфы, из соединений, одинаковых в остальных отношениях, предпочтительными являются те, которые позволяют выполнять эти работы легче и дешевле всего. С этой точки зрения на выбор того или иного способа укрепления цапфы может влиять также и наличное оборудование мастерских.

Для длительного соприкосновения конического хвоста цапфы, который служит для ее укрепления, с поверхностью гнезда в кривошипе необходима известная наименьшая длина l_1, фиг. 816. Аналитическое определение ее, правда, возможно, но требует ряда предположений, по своему характеру в достаточной мере произвольных. То же относится и к размеру D, к средней высоте клина h_1 (фиг. 5 табл. 67) и к диаметру винта d_3, фиг. 816. Поэтому мы ограничимся здесь указанием, что для нормально нагруженных цапф кривошипов достаточными являются следующие средние значения:

$$
\left.\begin{array}{l}
l_1 = 1{,}5\,d \text{ до } 1{,}75\,d \text{ для цапф, укрепляемых при помощи клина или винта,} \\
\cong d \text{ для цапф, укрепляемых горячей посадкой или запрессовкой в холодном состоянии,} \\
h_1 = 0{,}3\,l_1 \text{ до } 0{,}4\,l_1, \\
s_1 = 0{,}2\,d \text{ до } 0{,}25\,d, \\
d_3 = 0{,}5\,d, \\
\dfrac{d_1 - d_2}{2\,l_1} = \dfrac{1}{25} \text{ до } \dfrac{1}{15}, \\
D = 2\,d \text{ для ступиц из литого железа или литой стали,} \\
D = 2{,}5\,d \text{ для чугунных ступиц.}
\end{array}\right\} \qquad (560)
$$

Иногда встречаются также кривошипы с цапфами, переставными в радиальном направлении для изменения величины хода. В подобных случаях цапфа обычно составляет одно целое с салазками, которые ходят в точно обработанных направляющих в теле кривошипа; для перестановки салазок служит радиально расположенный ходовой винт. Если есть возможность сделать эти салазки достаточно длинными, то при добросовестном выполнении получается надежная в эксплоатации конструкция [1]). Тем не менее, прибегать к устройству переставных цапф рекомендуется лишь в тех случаях, когда это безусловно необходимо. Для того, чтобы избежать их, применяют также кривошипные диски с несколькими отверстиями для цапфы, расположенными на различных расстояниях от оси вала.

Относительно смазки кривошипных цапф см. „Шатуны“, С I.

Способы скрепления тела кривошипа с валом показаны на фиг. 4 и 5 табл. 67, фиг. 1 табл. 68 и т. д. Как уже было отмечено, соединение должно

[1]) Подобная конструкция, принадлежащая автору, описана в M. ü. F., Heft 146, 1914, стр. 3 и сл.

быть в высшей степени надежным. Это условие лучше всего удовлетворяется горячей посадкой кривошипов. Отверстие кривошипа должно иметь при этом в холодном состоянии несколько меньший диаметр, чем вал, а именно: при чугунных кривошипах — примерно на 0,00125 диаметра вала, при кривошипах, кованных из стали, литого или сварочного железа, — примерно, на 0,0025 до 0,003 диаметра вала. Величина этой разности зависит от качества обработки поверхностей, прижимающихся при посадке одна к другой. Для кривошипов из вязкого стального литья эту разность можно брать такой же, как для кованых кривошипов *).

Также и посадка посредством гидравлического пресса дает надежное соединение [1]). Это соединение производится следующим образом: конец вала, на который должна быть надета ступица кривошипа, делают несколько коническим (конусность около 1 : 100), иногда же на конус обтачивают только короткий участок на конце вала, остальную же подступичную часть оставляют цилиндрической. В последнем случае отверстие ступицы должно быть расточено на цилиндр.

После посадки кривошипа на вал нередко в стык между ступицей и валом загоняют одну или несколько круглых шпонок (том I, фиг. 433, стр. 536), или круглых штифтов **).

Чтобы обеспечить положение кривошипа на валу в осевом направлении, размер D_2, фиг. 1 табл. 68, делают на несколько миллиметров меньше диаметра D_1. Из этих же соображений на ступице кривошипа обрабатывают торцевую плоскость aa, выступающую примерно на 5 *мм* выше остальной поверхности ступицы. Некоторые фирмы предпочитают вместо выступа делать на валу бунт (заплечик), о который может опираться кривошип (ср. фиг. 2 табл. 25).

Длину ступиц кривошипов, насаживаемых в горячем виде или с помощью гидравлического пресса, можно брать по формуле (см. фиг. 1 табл. 68)

$$l_2 \geqq D_2. \qquad (561)$$

Впрочем, довольно часто встречаются и меньшие значения l_2, особенно в случае толстых валов, т.-е. при больших значениях D_2. Чем меньше принятое значение l_2 по сравнению с величиной, определяемой ур. (561), тем больше вероятность того, что ступица кривошипа ослабнет во время работы. Автору известны примеры кривошипов, исправно работающих при $l_2 = 0{,}7\,D_2$, но наряду с этим известны и другие случаи, когда при этом возникали неполадки. В этом отношении оказывает влияние, конечно, и характер работы машины (являются ли действующие силы сравнительно постоянными или же они сильно и быстро меняются), а также качество выполнения. Заводы, отличающиеся высоким качеством работы, могут брать l_2 значительно меньше, чем другие.

*) Для определения напряжений, возникающих при горячей посадке во втулке кривошипа и в цапфе вала, лучше всего пользоваться формулами Дженкинса (A. Lewis Jenkins), опубликованными в Am. Mach., 1915, March 4th. Эти формулы выведены на основе теории Ляме, эмпирические коэффициенты их получены путем сравнения припусков на горячую посадку, применяемых различными американскими заводами и проверенных практикой. [*Ред.*].

[1]) Шлезингер (Schlesinger) в M. ü. F., Heft 18, 1904, стр. 4 до 9, и Heft 193/194, 1917, стр. 8 и 9, приводит таблицу припусков на холодную и горячую посадку, принятых на различных заводах и дает указания относительно целесообразных способов выполнения горячей посадки, а также давления, необходимого для посадки кривошипов на концы цилиндрических валов.

**) Эти штифты делают обычно слегка коническими. Средний диаметр их можно принимать равным $0{,}15\,D_2 - 0{,}3$ *см*, где D_2 диаметр цапфы вала. [*Ред.*].

Если кривошип заклинивают на валу в холодном состоянии тем же способом, которым обычно пользуются для укрепления на валу зубчатых колес (см. том I, стр. 528 и сл.), то l_2 должно быть взято не слишком малым, так как, вследствие действия клина, строгая параллельность вала и цапфы нарушается тем в большей мере, чем короче втулка кривошипа. Нижним предельным значением этой величины можно считать в подобных случаях $l_2 = 1{,}25\,D_2$.

Стремлению делать ступицу возможно длиннее препятствует то обстоятельство, что изгибающий момент, который вызывает в кривошипном валу напряжения и — как следствие этого — деформации (прогиб), получается тем бо́льшим, чем длиннее ступица. В то время, как напряжение материала пропорционально только первой степени длины плеча изгибающей силы (эта длина зависит от длины ступицы), величина прогиба возрастает пропорционально третьей степени длины этого плеча [том I, ур. (23), стр. 29]. При обозначениях, принятых на фиг. 1 табл. 25, плечо изгибающего момента для середины подшипника составляет $y + l_3 + 0{,}5\,l_1$. Чтобы при той же длине $y + l_3$ получить возможно более длинную ступицу, ее снабжают выступом или приливом высотою $y - x$, фиг. 1 табл. 25 (на фиг. 5 табл. 67 он равен 15 *мм*). При этом расстояние x должно иметь, по меньшей мере, такую величину, чтобы между шатуном, совершающим качательные движения во время работы, и выступом ступицы кривошипа оставался зазор от 5 до 10 *мм*. Бунт на цапфе вала по фиг. 1 табл. 25 увеличивает длину $y + l_3$, поэтому его большею частью не делают; ср. компактную конструкцию по фиг. 2 табл. 71, в выполнении фирмы Эргардт и Земер (Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Saarbrücken). На этом чертеже можно видеть также другие особенности конструкции, целью которых является уменьшение длины плеча изгибающего момента.

Для ступиц кривошипов из стали, литого или сварочного железа, насаживаемых на кованые валы в горячем состоянии, толщину стенок обычно можно принимать равной

$$0{,}25\,(D_d + 0{,}5\,D_2) + 10\ мм \text{ до } 0{,}3\,(D_d + 0{,}5\,D_2) + 10\ мм, \qquad (562)$$

где D_d обозначает диаметр вала, рассчитанного только по крутящему моменту, т.-е. в предположении, что изгибающий момент M_b равен нулю. Обычно D_d весьма мало отличается от D_2, поэтому толщину стенок ступицы можно принимать равной, в среднем,

$$0{,}4\,D_2 + 10\ мм.$$

При сильно колеблющейся нагрузке машины, а особенно, если ее работа сопровождается толчками, рекомендуется придавать стенкам бо́льшую толщину. В последнем случае целесообразно также применять для укрепления кривошипа тангенциальные шпонки (ср. том I, стр. 533 и сл.).

Для кривошипов, насаживаемых в холодном состоянии, толщину стенок ступицы можно рассчитывать по ур. (321), том I, стр. 528, заменяя в нем d_0 через D_d, а d — через D_2.

Стенки чугунных кривошипов, укрепляемых на валу горячей посадкой, делают на 30 до 50% толще.

Для изготовления кривошипов, передающих более или менее значительные усилия, чугун в настоящее время уже не приме-

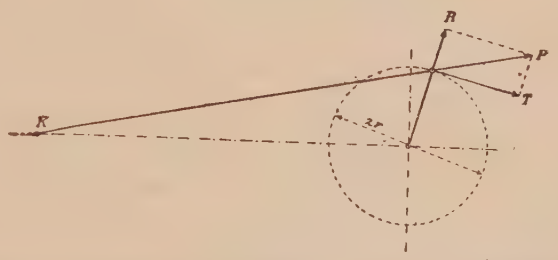
няют, так как при этом материале конструкции получаются нецелесообразными. При современном состоянии техники, конструкции, подобные изображенной на фиг. 1 табл. 68, предпочитают выполнять в виде стальных фасонных отливок. Если вместо кривошипов, в узком значении этого термина, применяют кривошипные диски, то для изготовления их пользуются чугуном еще и теперь.

Лучше всего можно уяснить себе напряжения, испытываемые плечом кривошипа, а вместе с тем и способ его расчета, исследовав какой-либо кривошип, работающий при определенных условиях. Поэтому поставим себе задачей определить напряжения в поперечных сечениях [11] и [22] плеча кривошипа стационарной паровой машины, изображенного на фиг. 5 табл. 67.

Поперечное сечение [11].

В изображенном на фиг. 817 положении кривошипа, которое мы примем сначала совершенно произвольным, давление P на цапфу при разложении его по касательному и радиальному направлениям дает: тангенциальное усилие T и радиальное R. При этом для поперечного сечения плеча [11], находящегося на расстоянии z от оси цапфы кривошипа, получаются (при перенесении сил T и R в центр тяжести O этого сечения, ср. фиг. 5 и 6 табл. 67, где последний чертеж изображает поперечное сечение [11]) обусловленные силой R:

Фиг. 817.



a. направленная перпендикулярно к поперечному сечению сила R, в данном случае растягивающая,

b. изгибающий момент Ry с осью изгиба xx;

обусловленные силой T:

c. перерезывающая (сдвигающая) сила T,

d. изгибающий момент Tz с осью изгиба yy,

e. скручивающий момент Ty [1]).

В изображенном положении кривошипа, фиг. 817, на каждые 1000 *кг* давления на цапфу получается в круглых числах

$$R = 440\ кг, \qquad T = 900\ кг.$$

Эти числа и можно принимать для предварительного расчета.

Растягивающая сила $R = 440\ кг$ вызывает во всех точках поперечного сечения нормальное напряжение

$$\sigma_0 = \frac{440}{5{,}4 \cdot 18} = 4{,}53\ кг/см^2.$$

[1]) Этот способ исследования автор впервые изложил в статье, помещенной в журнале Engineering (1873, от 7/XI, стр. 373), по поводу появившегося в этом журнале отрицательного отзыва об инженерах континента. С тех пор этот вывод можно встретить также в английской литературе.

Изгибающий момент $Ry = 440\left(5{,}3 + \frac{5{,}4}{2}\right) = 440 \cdot 8$ *кг.см* при оси изгиба $x\,x$ дает наибольшее растягивающее напряжение в точках контура CAC, равное

$$\sigma_1 = \frac{440 \cdot 8}{\frac{1}{6} 18 \cdot 5{,}4^2} = 40{,}24 \text{ кг/см}^2.$$

Линия $B_1 B B_1$, фиг. 6 табл. 67, изображает распределение напряжений, при чем $\overline{CB_1} = \sigma_1 = 40{,}24$ *кг/см*^{2}; напряжения, расположенные ниже оси $x\,x$, представляют собой растяжения, а расположенные выше этой оси — сжатия.

Если бы сила R была направлена по радиусу внутрь, т.-е. являлась бы сжимающей, то знаки при σ_0 и σ_1 были бы обратными.

Изгибающий момент $Tz = 900\left(32 - \frac{23}{2}\right) = 900 \cdot 20{,}5$ *кг.см* с осью изгиба $y\,y$ дает максимальное значение растягивающего напряжения

$$\sigma_2 = \frac{900 \cdot 20{,}5}{\frac{1}{6} 5{,}4 \cdot 18^2} = 63{,}27 \text{ кг/см}^2$$

в точках наружного контура CBC поперечного сечения. Линия $C_1 A C_1$ изображает распределение напряжений по этому поперечному сечению, при чем

$$\overline{CC_1} = \sigma_2 = 63{,}27 \text{ кг/см}^2.$$

Если отложить $\overline{C_1 C_2} = \sigma_1 = \overline{CB_1}$ и $\overline{C_2 C_3} = \sigma_0$, так что $\overline{CC_3} = 63{,}27 + 40{,}24 + 4{,}53 = 108{,}04$ *кг/см*^{2}, а также провести $C_2 D C_2 \parallel C_1 A C_1$ и $C_3 E C_3 \parallel C_1 A C_1$, то прямая $C_3 E C_3$ представит собою линию равнодействующего нормального напряжения, т.-е. кривую значений $\Sigma\sigma$ для элементов поперечного сечения, лежащих на контуре CAC [1]).

Сдвигающая сила $T = 900$ *кг* дает, согласно ур. (55), том I, стр. 40, кривую напряжений CA_1C. В точках линии $y\,y$, а следовательно и посредине сто-

[1]) Прямая $C_2 D C_2$, представляющая собой линию равнодействующих нормальных напряжений, вызываемых обоими изгибающими моментами Ry и Tz, пересекает CAC в точке F. Следовательно, здесь нормальное напряжение, если не считать σ_0, равно нулю. Так как центр O является второй точкой поперечного сечения, в которой имеет место то же самое, то прямая OF, соединяющая эти точки, определяет для обоих моментов Ry и Tz результирующую нулевую (нейтральную) линию. Если принять во внимание сказанное в томе I, стр. 37, п. b, то это может служить удобным средством для проверки правильности расчета. Если $\overline{OG}$ изображает ось, соответствующую по величине и направлению паре сил Tz, а $\overline{OH}$ — ось, соответствующую паре сил Ry, то $\overline{OJ}$ явится осью равнодействующей пары, поэтому

$$\operatorname{tg} \angle GOJ = \frac{\overline{OH}}{\overline{OG}} = \frac{440 \cdot 8}{900 \cdot 20{,}5} = \operatorname{tg} \varphi.$$

Следовательно, на основании ур. (47), том I, стр. 38,

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\frac{1}{12} 5{,}4 \cdot 18^3}{\frac{1}{12} 18 \cdot 5{,}4^3} \cdot \frac{440 \cdot 8}{900 \cdot 20{,}5} = 2{,}12.$$

Этому значению должно соответствовать направление $\overline{OF}$, что в действительности и имеет место.

роны A имеет место наибольшее напряжение сдвига (касательное напряжение), определяемое ур. (56), том I, стр. 40,

$$max\,(\tau_s) = 1{,}5\,\frac{900}{5{,}4 \cdot 18} = 13{,}89\ кг/см^2 = \overline{A\,A_1}.$$

Начиная отсюда, сдвигающее напряжение убывает по закону обычной параболы до нуля [1]).

Крутящий момент $Ty = 900 \cdot 8\ кг.см$ вызывает сдвигающие напряжения, которые могут быть вычислены по ур. (76) до (78), том I, стр. 43. Для середины длинной стороны прямоугольника получается при

$$\psi = 3 + \frac{2{,}6}{0{,}45 + \frac{18}{5{,}4}} = 3{,}687$$

$$max\,(\tau_d) = 3{,}687\,\frac{900 \cdot 8}{5{,}4^2 \cdot 18} = 50{,}58\ кг/см^2 = \overline{A\,A_2}.$$

Начиная отсюда, сдвигающее напряжение убывает до нуля [2]). Так, напр., для точки b (посередине между A и C) на основании ур. (78) получается

$$\tau_{d_b} = 50{,}58\left[1 - \left(\frac{4{,}5}{9}\right)^{\frac{18}{5{,}4}+1}\right] = 48{,}07\ кг/см^2.$$

Для точки a получается $\tau_{d_a} = 50{,}45\ кг/см^2$,

„ „ c „ $\tau_{d_c} = 36{,}03\ кг/см^2$.

Как показывает фиг. 6 табл. 67, кривая напряжений CA_2C существенно отклоняется от параболы.

Путем сложения соответствующих ординат кривых CA_1C и CA_2C получается кривая равнодействующих сдвигающих напряжений CA_3C, т.-е. кривая значений $\Sigma\tau$ для элементов поперечного сечения, лежащих на контуре CAC.

Для точек короткой стороны прямоугольника CBC кривая напряжений, вызываемых крутящим моментом Ty, имела бы форму, сходную с кривой CA_2C. Так как, однако, напряжения сдвига в точках поперечного сечения, лежащих на стороне контура CBC, значительно меньше сдвигающих напряжений в точках сечения, которые лежат на части контура CAC и, следовательно, наибольшего напряжения материала следует ожидать в точках длинной стороны прямоугольника, то для короткой стороны его можно кривую сдвигающих напряжений не строить.

Теперь следует определить значения равнодействующего (главного) напряжения в точках A, a, b, c и C. На основании ур. (90) и (98), том I, стр. 46 и 47, полагая в них $\alpha_o = 1$, эти значения определяются следующим образом.

Точка A.

$\Sigma\sigma$ от R и Ry составляет $4{,}53 + 40{,}24 = 44{,}77\ кг/см^2$,

$\Sigma\tau$ „ T и Ty „ $13{,}89 + 50{,}58 = 64{,}47\ кг/см^2$,

откуда равнодействующее напряжение

$$0{,}35 \cdot 44{,}77 + 0{,}65\sqrt{44{,}77^2 + 4 \cdot 64{,}47^2} = 104{,}4\ кг/см^2.$$

Точка $a\left(\overline{A\,a} = \frac{h}{8}\right)$.

---

[1]) Подробнее об этом см. E. u. F., § 38.

[2]) Подробнее закон распределения напряжений рассмотрен в E. u. F., § 34, п. 2.

$\Sigma\sigma$ от R, Ry и Tz составляет $4{,}53 + 40{,}24 + \frac{1}{4}\,63{,}27 = 60{,}59$ *кг/см²*.

$\Sigma\tau$ от T и Ty составляет $63{,}47$ *кг/см²*.

Следовательно,

$$0{,}35 \cdot 60{,}59 + 0{,}65\sqrt{60{,}59^2 + 4 \cdot 63{,}47^2} = 112{,}6 \text{ кг/см}^2.$$

Точка b $\left(\overline{ab} = \frac{h}{8}\right)$.

$$\Sigma\sigma = 76{,}41 \text{ кг/см}^2, \qquad \Sigma\tau = 58{,}49 \text{ кг/см}^2,$$
$$0{,}35 \cdot 76{,}41 + 0{,}65\sqrt{76{,}41^2 + 4 \cdot 58{,}49^2} = 117{,}6 \text{ кг/см}^2.$$

Точка c $\left(\overline{bc} = \frac{h}{8}\right)$.

$$\Sigma\sigma = 92{,}22 \text{ кг/см}^2, \qquad \Sigma\tau = 42{,}11 \text{ кг/см}^2,$$
$$0{,}35 \cdot 92{,}22 + 0{,}65\sqrt{92{,}22^2 + 4 \cdot 42{,}11^2} = 113{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

Точка C.

$$\Sigma\sigma = 4{,}53 + 40{,}24 + 63{,}27 = 108{,}04 \text{ кг/см}^2, \qquad \Sigma\tau = 0,$$

следовательно, равнодействующее напряжение равно $\Sigma\sigma = 108{,}04$ *кг/см²*.

Откладывая $\overline{AA_4} = 104{,}4$ *кг/см²*, $\overline{aa_1} = 112{,}6$ *кг/см²*, $\overline{bb_1} = 117{,}6$ *кг/см²*, $\overline{cc_1} = 113{,}5$ *кг/см²*, получаем линию $A_4 a_1 b_1 c_1 C_3$, т.-е. кривую равнодействующих (идеальных, главных) напряжений. Характер ее показывает, что наибольшее напряжение имеет место приблизительно посредине между A и C [1]) и составляет около 118 *кг/см²* на каждые 1000 *кг* давления на цапфу. Так как величина последнего для данного кривошипа в изображенном положении составляет 4500 *кг*, то наибольшее напряжение материала в поперечном сечении [11] оказывается равным

$$118 \cdot 4{,}5 = 531 \text{ кг/см}^2.$$

Поперечное сечение [22].

Совершенно таким же образом, как это подробно было проделано для поперечного сечения [11], находим, принимая во внимание фиг. 5 и 7 табл. 67:

$$\sigma_0 = \frac{440}{5{,}4 \cdot 15} = 5{,}43 \text{ кг/см}^2 = \overline{C_2 C_3},$$

$$\sigma_1 = \frac{440 \cdot 8}{\frac{1}{6}\,15 \cdot 5{,}4^2} = 48{,}29 \text{ кг/см}^2 = \overline{C_1 C_2},$$

$$\sigma_2 = \frac{900 \cdot 8}{\frac{1}{6}\,5{,}4 \cdot 15^2} = 35{,}56 \text{ кг/см}^2 = \overline{C C_1},$$

$$max\ (\tau_s) = 1{,}5\,\frac{900}{5{,}4 \cdot 15} = 16{,}67 \text{ кг/см}^2 = AA_1;$$

[1]) Рассмотренное в E. u. F., § 34, п. 3, предупреждение выпучивания поперечного сечения здесь во внимание не принято. Это, впрочем, и позволительно, так как влияние его в данном случае ничтожно, в виду примыкания плеча кривошипа к цилиндрической ступице.

и при

$$\psi = 3 + \frac{2{,}6}{0{,}45 + \frac{15}{5{,}4}} = 3{,}805,$$

$$max\ (\tau_d) = 3{,}805\,\frac{900 \cdot 8}{5{,}4^2 \cdot 15} = 62{,}63\ кг/см^2 = \overline{AA_2}.$$

Напряжение сдвига в точке b равно

$$\tau_{d_b} = 62{,}63\left[1 - \left(\frac{3{,}75}{7{,}5}\right)^{\frac{15}{5{,}4}+1}\right] = 58{,}06\ кг/см^2,$$

в точке a, $\tau_{d_a} = 62{,}30\ кг/см^2$,

в точке c, $\tau_{d_c} = 41{,}51\ кг/см^2$.

Результирующие напряжения составляют:

в точке A, в виду того, что $\Sigma\sigma = 5{,}43 + 48{,}29 = 53{,}72\ кг/см^2$,

и $\Sigma\tau = 16{,}67 + 62{,}63 = 79{,}3\ кг/см^2$,

$$0{,}35 \cdot 53{,}72 + 0{,}65\sqrt{53{,}72^2 + 4 \cdot 79{,}3^2} = 127{,}6\ кг/см^2;$$

в точке на расстоянии $\frac{h}{6}$ от A

$$0{,}35 \cdot 65{,}56 + 0{,}65\sqrt{65{,}56^2 + 4 \cdot 76{,}47^2} = 131{,}1\ кг/см^2;$$

в точке a $\left(\overline{Aa} = \frac{h}{8}\right)$

$$0{,}35 \cdot 62{,}61 + 0{,}65\sqrt{62{,}61^2 + 4 \cdot 77{,}93^2} = 131{,}2\ кг/см^2;$$

в точке b $\left(\overline{ab} = \frac{h}{8}\right)$

$$0{,}35 \cdot 71{,}50 + 0{,}65\sqrt{71{,}50^2 + 4\ \ 70{,}56^2} = 127{,}9\ кг/см^2;$$

в точке c $\left(\overline{bc} = \frac{h}{8}\right)$

$$0{,}35 \cdot 80{,}39 + 0{,}65\sqrt{80{,}39^2 + 4 \cdot 48{,}80^2} = 110{,}3\ кг/см^2;$$

в точке C

$$5{,}43 + 48{,}29 + 35{,}56 = 89{,}28\ кг/см^2.$$

Этими значениями определяется кривая равнодействующих напряжений на фиг. 7. Вид этой кривой показывает, что наибольшее напряжение имеет место на расстоянии $\frac{h}{8}$ до $\frac{h}{6}$ от середины A. Оно составляет приблизительно $131\ кг/см^2$ на каждые $1000\ кг$ давления на цапфу. Следовательно, для $P = 4500\ кг$

$$131 : 4{,}5 \cong 590\ кг/см^2,$$

тогда как в поперечном сечении [11] наибольшее напряжение составляет $531\ кг/см^2$. Отсюда видно, что материал подвергается в поперечном сечении [22] значительно большему напряжению, чем в поперечном сечении [11].

Диаграммы, представленные на фиг. 6 и 7, ясно показывают, что определенное расчетом наибольшее напряжение особенно в первом случае сильно отличается от того, которое получилось для середины A длинной стороны прямоугольника. Поэтому

было бы недостаточно определять только последнее. Если в поперечном сечении [11], лежащем ближе к ступице кривошипа, насаженной на вал, плечо момента сравнительно велико, то напряжение в точке C может оказаться более значительным.

Предположим, что кривошип изготовлен из литой стали, допускающей

при способе нагрузки	a	b	c (том I, стр. 104)
напряжение k_z (k_b)	1200	800	400 *кг/см²*.

Так как в данном случае способ нагрузки лежит между b и c, то для расчета можно принять допускаемое напряжение около 600 *кг/см²*. Следовательно, наибольшее напряжение в поперечном сечении [22], равное 590 *кг/см²*, представляется допустимым и размеры плеча кривошипа можно считать достаточными для $P = 4500$ *кг*.

Это заключение предполагает, что положение кривошипа, изображенное на фиг. 817, является именно тем, при котором плечо кривошипа испытывает наибольшее напряжение. Если известной уверенности в правильности этого допущения нет, то не остается ничего другого, как определить напряжения для различных положений кривошипа. Это особенно необходимо в тех случаях, когда давление на цапфу P сильно меняется. В отношении кривошипов, у которых толщина плеча представляется малой по сравнению с высотой его поперечного сечения, следует обращать особое внимание на напряжения в мертвых точках, так как при этих положениях кривошипа полное давление на цапфу может действовать на изгиб. Во взятом примере, если это полное давление равно 5000 *кг*, напряжение составит

$$\frac{5000\left(5{,}3+\frac{5{,}4}{2}\right)}{\frac{1}{6}15\cdot 5{,}4^2}+\frac{5000}{15\cdot 5{,}4}=549+62=611\ кг/см^2.$$

При проектировании целесообразно поступать следующим образом: прежде всего определить размеры обеих ступиц кривошипа, затем свободно вычертить его и после этого проверить допустимость принятых размеров указанным выше способом.

В случае длинных кривошипов размеры поперечных сечений могут определяться требованием, чтобы упругая деформация кривошипа не превосходила величины, принятой за допускаемую.

Особую группу кривошипов составляют те, которые приводятся в движение рукой. На фиг. 2 и 3 табл. 68 изображены два подобных кривошипа. Место цапфы занимает здесь рукоятка, которую надлежит снабдить вращающейся втулкой, чтобы при движении кривошипа рукоятка не вращалась в руке, так как иначе она будет стирать на ней кожу. Эта втулка на фиг. 2 представляет собой деревянный просверленный цилиндр, снабженный по концам тонкими железными кольцами, высотой около 20 *мм* (их делают из полосок обручного железа или жести, концы которых соединяют пайкой, или же отрезают от газовой трубы). На фиг. 3 для той же цели служит кусок газовой трубы. Деревянная рукоятка, вообще говоря, предпочтительна, особенно в тех случаях, когда температура зимой может настолько понизиться, что ощущение хорошо проводящей тепло газовой трубы может быть неприятным для руки рабочего.

Диаметр d должен составлять приблизительно 40 до 50 *мм*, длина плеча $r = 350$ до 400 *мм*, длина рукоятки l

для одного рабочего — около 300 *мм*, для двух рабочих — около 500 *мм*.

При действующей на рукоятку силе P, приложенной на расстоянии x от опасного сечения оси ручки, диаметр d_1 оси определяется из уравнения

$$P x = k_b \cdot 0{,}1\, d_1^3.$$

Так как при отличном материале можно допустить $k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600\ кг/см^2$, то получится:

для 1 рабочего при $P_{max} = 20\ кг$ и $x = 15\ см$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot 15}{60}} \cong 1{,}7\ см,$$

для 2 рабочих при $P_{max} = 40\ кг$ и $x = 25\ см$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{40 \cdot 25}{60}} \cong 2{,}6\ см.$$

Эти размеры пригодны только в том случае, если есть уверенность, что P_{max} не будет значительно превосходить указанные значения 20 $кг$, соотв. 40 $кг$.

Размеры прямоугольного поперечного сечения определяются точно таким же образом, как было изложено выше.

Диаметр d_2 вала ручного кривошипа определяется моментами

для 1 рабочего:

$M_b = 20\,(15 + 10) = 500\ кг.см,$

$M_d = 20 \cdot 40 \quad = 800\ кг.см,$

для 2 рабочих:

$M_b = 40\,(25 + 12{,}5) = 1500\ кг.см.$

$M_d = 40 \cdot 40 \quad = 1600\ кг.см.$

При

$$k_b = \frac{600 + 300}{2} = 450\ кг/см^2,$$

$$k_d = \frac{240 + 120}{2} = 180\ кг/см^2,$$

$$\alpha_o = \frac{450}{1{,}25 \cdot 180} = 2$$

получается

для 1 рабочего:

$$45\, d_2^3 = 0{,}35 \cdot 500 + 0{,}65 \sqrt{500^2 + (2 \cdot 800)^2},$$

$$d_2 = 3\ см,$$

для 2 рабочих:

$$45\, d_2^3 = 0{,}35 \cdot 1500 + 0{,}65 \sqrt{1500^2 + (2 \cdot 1600)^2},$$

$$d = 4\ см.$$

У валов, выключаемых посредством перемещения вдоль оси, плечо рычага, определяющее величину изгибающего момента, может оказаться еще значительно больше.

Длину ступицы достаточно делать равной $1{,}5\, d_2$.

Вал должен быть расположен на 1000 до 1050 $мм$ выше уровня пола, на котором стоит рабочий. Сила (давление) P, которую один рабочий может длительно прилагать к рукоятке, составляет от 10 до 15 $кг$.

Для предупреждения опасных обратных ударов рукоятки, соединение ее с валом часто устраивают таким образом, что выключение ее происходит автоматически, как

только рабочий перестает нажимать на рукоятку, вследствие чего прекращается передача на вал развиваемого им усилия и начинается увлечение рукоятки валом. Рукоятки, устроенные таким образом, называют безопасными *). Они бывают весьма полезны не только в подъемных механизмах, но также и в центрофугах и т. д. В первых предупреждается вращение рукоятки под действием опускающегося груза, а в последних устраняется влияние инерции массы, продолжающей вращаться и после того, как рабочий отпустит рукоятку. Относительно устройств этого рода отсылаем читателя к работе Эрнста (Ad. Ernst), „Die Hebezeuge“, 1903, т. I, стр. 253 и сл. На стр. 113 и сл. этой книги доказывается, что рукоятка, вращающаяся вследствие быстрого опускания груза, подвергается опасности еще и от действия центробежной силы. Пусковые рукоятки для автомобильных двигателей описаны на стр. 264 и сл. книги Геллера, упомянутой в выноске на стр. 342. Безопасная пусковая рукоятка Оссбергера (Ossberger) описана в J. f. G. u. W., 1910, стр. 923 и сл. **).

II. Эксцентрики.

Названием эксцентрика обозначают цапфу кривошипа, снабженную отверстием, эксцентрически расточенным под диаметр вала, при чем наружный радиус этой цапфы равен сумме радиуса кривошипа, т.-е. эксцентрицитета, радиуса вала и наименьшей толщины стенок. Будучи насажен на вал, эксцентрик образует кривошип, плечо которого не получило конструктивного выражения вследствие слияния ступицы для посадки на вал с цапфой. Преимущество такого кривошипа длиною или эксцентрицитетом ρ заключается в том, что его можно укрепить на любом месте вала путем заклинивания. С другой стороны, эксцентрикам присущ тот недостаток, что работа, поглощаемая трением, должна быть весьма значительной вследствие большого радиуса цапфы [1]).

Расчет эксцентриков основан на данных, приведенных в главе „Цапфы“.

Диаметр d, см. фиг. 4 табл. 68, определяется из соотношения

$$d = 2\left(\rho + \frac{D_2}{2} + s\right) = 2\rho + D_2 + 2s.$$

Для чугунных эксцентриков наименьшую толщину стенок ступицы можно рассчитывать по ур. (321), том I, стр. 528. В виду особой точности, с которой должен быть заклинен эксцентрик, добавочную величину в правой части этого уравнения можно уменьшить с 10 до 5 *мм*, следовательно,

$$s = \frac{1}{5}\left(D_d + \frac{D_2}{2}\right) + 5\ мм \text{ до } \frac{1}{4}\left(D_d + \frac{D_2}{2}\right) + 5\ мм, \qquad (563)$$

*) Описание и чертежи конструкций Беккера и Больцани см. в статье Л. Кифера, „Безопасные рукоятки ручных подъемных механизмов“, Предприятие, 1927, № 10, стр. 90 и сл. [*Ред.*]

**) Конструкции пусковых рукояток для автомобилей, рекомендуемые американским Обществом Автомобильных Инженеров (Society of Automotive Engineers) см. в S. A. E. Handbook, изд. 1928 г., стр. 23. [*Ред.*].

[1]) Для уменьшения потерь на трение фирмой Ганнер и Ко (Hanner & Co., Duisburg) был сконструирован „шариковый эксцентрик“ (герм. пат. № 93 050 от 23/X 1896 г.), в котором между эксцентриком и охватывающими его хомутами (бугелями) помещены стальные шарики. Поверхности, по которым катаются эти шарики во время работы эксцентрика, также закалены и отшлифованы.

где D_2 обозначает действительный диаметр вала, а D_d диаметр того вала из литого или сварочного железа, который соответствует передаваемому крутящему моменту.

В эксцентриках из литого железа и стали s можно принимать на $\frac{1}{5}$ до $\frac{1}{3}$ меньше *).

Ширину l, фиг. 4 до 7 табл. 68, т.-е. рабочую длину цапфы, заменяемой эксцентриком, нужно рассчитывать по ур. (428) или (430), стр. 45 настоящего тома. Если цилиндрическая поверхность эксцентрика не является непрерывной, как, напр., в случае фиг. 4 табл. 68, то в каждом отдельном случае следует учесть, какую часть ширины ее надлежит рассматривать как рабочую. При выборе значений μ и A_z, соотв. w, нужно принимать во внимание, что, вследствие укрепления эксцентрика при помощи шпонки, параллельность оси вала и оси эксцентрика более или менее утрачивается и что поэтому на равномерное прилегание рассчитывать не приходится. По этой же причине наружное очертание эксцентрика может иногда принять несколько овальную форму, чего приходится опасаться особенно в тех случаях, когда соответствующие размеры эксцентрика назначены слишком скупо. Из этих соображений целесообразно устраивать посредине ребро жесткости, как показано пунктиром на поперечном сечении, относящемся к фиг. 4 табл. 68; см. также конструкцию по фиг. 818. Кроме того, при этом получаются мало благоприятные условия для отвода теплоты. При таких обстоятельствах, способствующих чрезмерному нагреву, понижать μ до 0,05 нельзя (во всяком случае, это может быть допущено не раньше, чем закончится прирабатывание). Равным образом w, соотв. $k\,v$, не должны достигать тех значений, которые указаны на стр. 48 и сл. настоящего тома, как допускаемые для цапф. Для средних условий (одно из них, особенно важное, заключается в том, чтобы сила P была приложена в средней плоскости эксцентрика) можно вводить в ур. (430) значения

$w = 10\,000$ для литого железа или стали (материал хомута) по чугуну (материал эксцентрика),

$w = 20\,000$ для баббита (заливка эксцентрикового хомута) по чугуну,

соответственно допускаемым значениям произведения $k\,v$ из удельного давления $k = \frac{P}{l\,d}$ и скорости на рабочей поверхности эксцентрика $v = \frac{\pi\,d\,n}{60}$

$$k\,v \leqq \frac{\pi\,w}{6000} = 5{,}2, \text{ соотв. } 10{,}5. \qquad (564)$$

Если эксцентрики охлаждаются сильным потоком воздуха, как это, напр., имеет место в паровозах, то значение w, соотв. $k\,v$, могут быть приняты выше.

Для величины x, фиг. 6 табл. 68, в соответствии с формулой, приведенной на стр. 51 настоящего тома, можно принимать значения

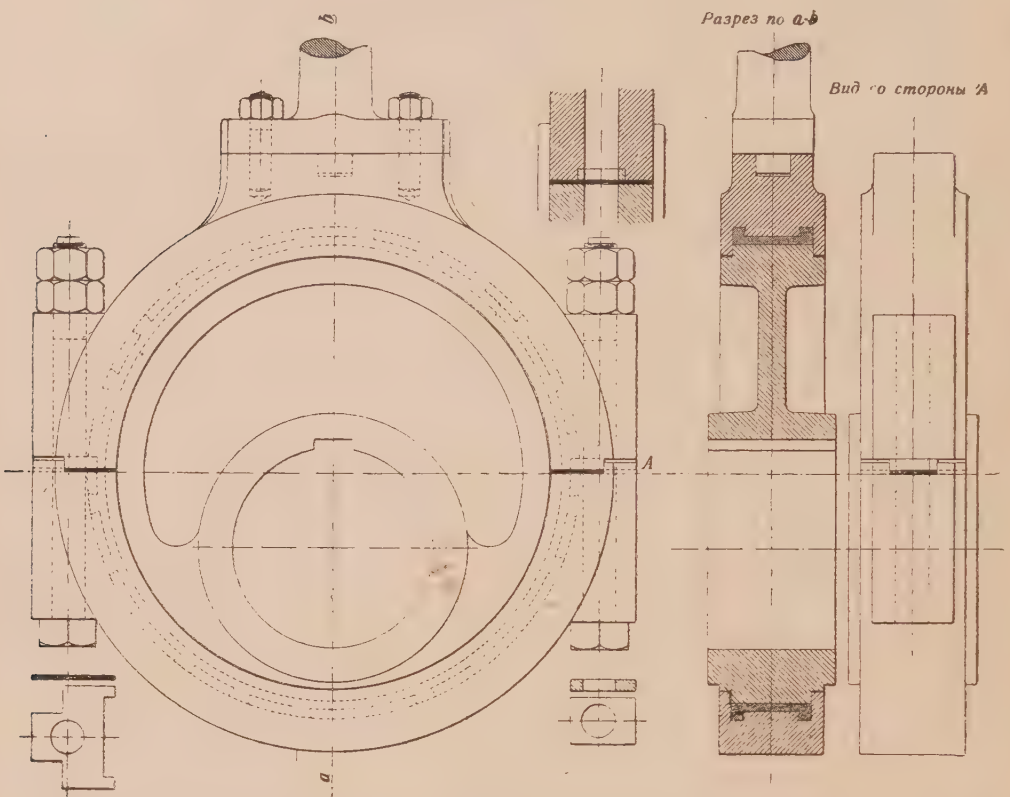
$$x = \frac{D_d}{16} + 5 \text{ мм до } \frac{D_d}{10} + 5 \text{ мм}.$$

Если сила P действует не в средней плоскости эксцентрика (такое устройство может быть оправдано только в исключительных случаях), то размеры закраин должны быть соответственно больше.

*) В тех редких случаях, когда тело эксцентрика делают из твердой бронзы, толщину стенок s следует брать такой же, как для чугуна. [*Ред.*].

Устройство рабочей поверхности по фиг. 7 табл. 68 и фиг. 818 следует предпочесть конструкции по фиг. 5 табл. 68, так как в первом случае масло держится дольше. Во втором случае оно при большой скорости разбрызгивается.

Фиг. 818.



Иногда рабочей поверхности эксцентриков придают сферическую форму, руководствуясь теми же соображениями, в силу которых в прежнее время чаще, чем теперь, прибегали к шаровой цапфе (ср. том II, стр. 53) [1].

Чтобы воспользоваться в эксцентриках преимуществами кольцевой смазки, Баум (Fr. Baum, Herne, герм. пат. № 105 070 от 9/XI 1898 г.) устроил смазочное кольцо на самом эксцентрике. Это кольцо поднимает масло вверх, откуда оно самотеком попадает обратно на поверхности скольжения.

Пример. Пусть для движения золотника паровой машины требуется сила в 1000 *кг*. Число оборотов равно 150 в минуту, эксцентрицитет 50 *мм*, отверстие эксцентрика 220 *мм*. Тогда при заливке хомутов эксцентрика баббитом (фиг. 7 табл. 68) ширина его

$$l \geqq \frac{1000 \cdot 150}{20\,000} = 7{,}5 \text{ см}.$$

Округляя этот размер, примем $l = 80$ *мм*.

[1] Описание такой конструкции можно найти, напр., в Z. d. V. d. I., 1893, стр. 924, фиг. 22.

При допускаемом напряжении на кручение $k_d = 400\ кг/см^2$ (литое железо, способ нагрузки b, том I, стр. 103) имеем

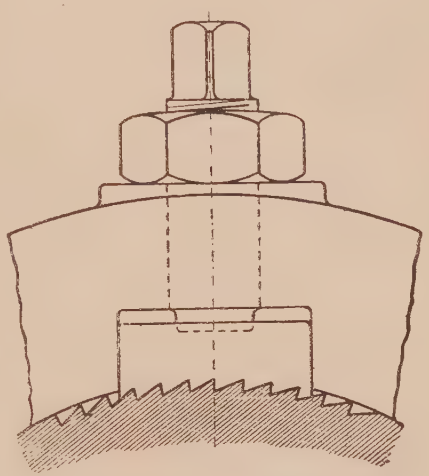
$$\frac{1}{5} 400\, D_d^3 = 5 \cdot 1000,$$
$$D_d \cong 4\ см.$$

Таким образом, на основании ур. (563), если считать достаточным нижний предел,

$$s = \frac{1}{5}\left(40 + \frac{220}{2}\right) + 5 = 35\ мм;$$
$$d = 2\left(35 + \frac{220}{2} + 50\right) = 390\ мм.$$

Для укрепления эксцентрика служит обыкновенная врезная клиновая шпонка; при малых и средних силах достаточна шпонка на лыске по фиг. 428, том I, стр. 531. Для эксцентриков распределения, положение которых относительно кривошипа не может быть заранее указано вполне точно, а также для таких эксцентриков, которые желательно переставлять в некоторых узких пределах, применяют укрепление с помощью зубчатой шпонки, прижимаемой к валу посредством винта, фиг. 819. Более совершенной является конструкция по фиг. 820 фирмы б. Кун, ныне завод Эслинген. В паз вала вставлен особый зубчатый сегмент, и это является преимуществом в том смысле, что здесь отпадает сложная работа по нарезанию зубцов на самом валу; кроме того, задача обеспечения хорошего зацепления зубцов разрешается при этой конструкции легче. В конструкции по фиг. 819 перестановка эксцентрика вправо не представляет никаких затруднений: для этого достаточно повернуть эксцентрик — вправо, или же вал — влево относительно эксцентрика, при чем зубчатая шпонка соответственно приподнимается (нажимной винт предварительно отпускают). Напротив, производить перестановку эксцентрика влево менее удобно. В конструкции по фиг. 820 зубчатую шпонку поднимают установочным винтом, после чего эксцентрик можно одинаково легко поворачивать как вправо, так и влево.

Фиг. 819.



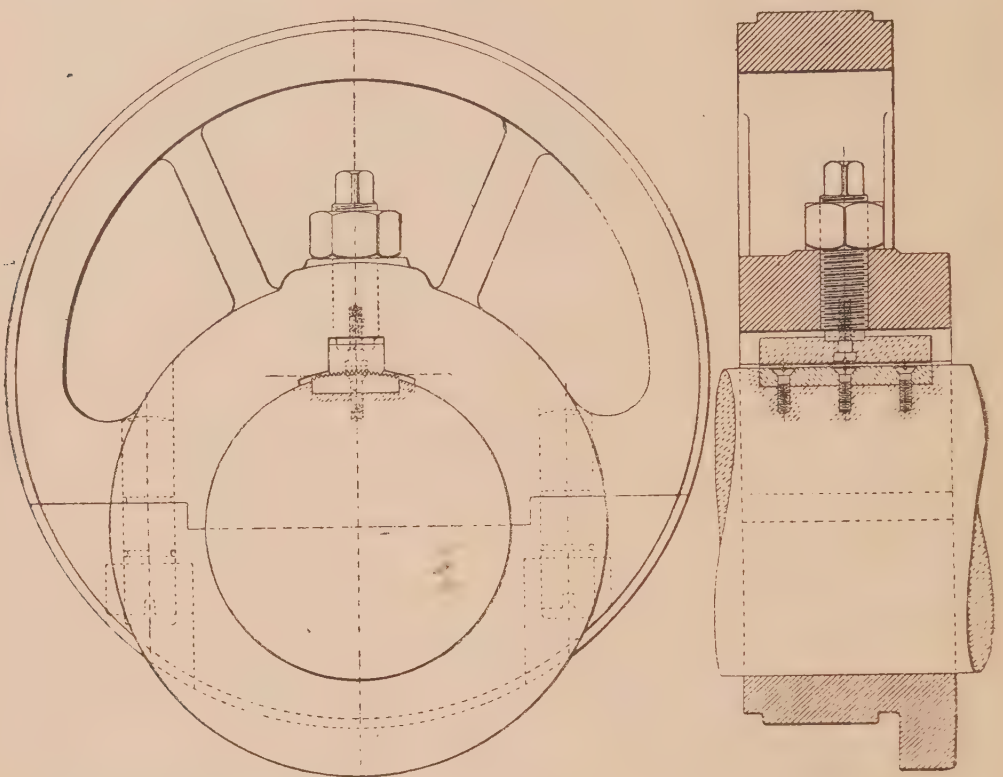
Чтобы получить возможно меньший диаметр d, эксцентрик снабжают боковыми ступицами, фиг. 6 табл. 68, а также изготовляют его из литого железа или стали.

Если эксцентрик приходится сажать на вал в таком месте, где диаметр меньше, чем на концах, или, если насадить эксцентрик через конец вала неудобно, то его делают разъемным, фиг. 5 табл. 68. Вместо того, чтобы снабжать соединительные болты *) головками, им иногда придают форму винтов, либо удлиняют ступицу в обе стороны и соединяют ее половинки аналогично разъемным ступицам колес и шкивов.

*) Диаметр их принимают равным 0,5 l (см. фиг. 4 табл. 68) для неответственных эксцентриков и $\left(\frac{1}{3}\right.$ до $\left.\frac{2}{5}\right)$ l для больших эксцентриков с широкими бугелями. [*Ред.*].

Длинные ступицы предпочтительны, так как они обеспечивают более правильное положение эксцентрика на валу при укреплении шпонками. Этому же содействуют заплечики на валах, о которые опирается эксцентрик при укреплении его с помощью шпонок.

Фиг. 820.



Смазка эксцентриков производится посредством радиальных отверстий в хомутах, фиг. 7 табл. 68. В эти отверстия ввинчивают масленки Штауфера, либо ограничиваются смазкой вручную с помощью обыкновенной наливной масленки. Чтобы достигнуть равномерной смазки, отверстие снабжают съемником, подобным изображенному на табл. 77, который захватывает масло из неподвижной капельной масленки.

С. ШАТУНЫ.

Назначение этой детали, называемой также дышлом, заключается в создании связи между цапфами, которые принадлежат деталям, совершающим качательные, вращательные или прямолинейно-поступательные движения. Сообразно этому назначению, шатун состоит из головок, охватывающих цапфы на подобие подшипников, и из стержня, связывающего эти головки. Иногда одна из головок шатуна бывает снабжена цапфой; тогда соответствующий подшипник является частью одной из соединяемых шатуном частей машины. В качестве материала для шатунов обычно применяют литое железо или литую сталь *).

*) В настоящее время мартеновскую сталь применяют для изготовления шатунов лишь тихоходных машин, напр., паровых. В ответственных случаях также и при сравнительно малых

I. Головки шатунов.

1. Общие сведения.

Головки шатунов представляют собой подвижные подшипники или же цапфы. Поэтому для их конструкции сохраняют силу правила, указанные для подшипников, если только характер движения шатуна не заставляет отступать от них в том или другом отношении. Для головок шатунов эти правила могут быть формулированы следующим образом:

a. оси обеих головок должны двигаться строго параллельно;

b. соприкосновение между каждой цапфой и вкладышами соответствующей головки должно происходить по всей длине последних.

Само собой разумеется, что должны быть выполнены и требования, обусловленные упругостью и прочностью материалов, условиями изготовления и т. д.

Фиг. 821.

Фиг. 822.

Вследствие одностороннего износа подшипника рычажного или кривошипного вала, ось цилиндрической цапфы рычага или кривошипа обычно более или менее утрачивает перпендикулярность своего положения к плоскости качаний шатуна, если не устроены специальные приспособления для регулировки (ср. стр. 476 и сл.), на умелое обслуживание которых можно с уверенностью рассчитывать. Такое отклонение уменьшает упомянутую площадь соприкосновения тем больше, чем дальше цилиндрическая поверхность цапфы выступает над плоскостью качаний. Отсюда следует, как правило, что длину цилиндрических цапф нужно делать возможно малой. По этой причине конструкции по фиг. 822 должно быть отдано безусловное предпочтение перед той, которая изображена на фиг. 821.

скоростях шатуна предпочитают пользоваться никкелевой сталью (паровые машины миноносцев). Шатуны быстроходных машин изготовляются исключительно из специальных сталей, напр., шатуны авиационных двигателей—из хромоникелевой стали с C = 0,3 до 0,4%, Ni = 3 до 5%, Cr = 0,6 до 1,0%, или C = 0,25—0,33%, Ni = 2,8—3,5%, Cr = 0,9—1,2%, Mn ≦ 0,6%, Si ≦ 0,4% (сталь марки ХЗН завода „Большевик“) или C = 0,16—0,24%, Ni = 3,9—4,6%, Cr = 0,7—1,1%, Mn ≦ 0,7%, Si ≦ 0,4% (сталь марки ЭХН2 завода „Электросталь“). Содержание P и S не должно превышать 0,035% (для каждого элемента отдельно). В качестве среднего расчетного значения K_z можно принимать для этих сортов стали 8800 *кг/см²*.

В автомобильных двигателях применяют точно так же хромо-никкелевую сталь, часто — с несколько пониженным содержанием никкеля (до 2%), дуралюмин с $K_z = 4200$ до 4800 *кг/см²*, $\varphi = 10$ до 18% и $\alpha = \frac{1}{600\,000}$ *см²/кг*, или электрон (в американской практике он обозначается названием Dow-metal) с $K_z = 3500$ до 3600 *кг/см²*, $\varphi = 10$ до 12%, $\alpha = \frac{1}{450\,000}$ *см²/кг*. (См. заметку „Light Alloy Connecting Rods“ в Automobile Engineer, 1925, February, стр. 47). Находят применение и марганцово-кремнистые стали с K_z до 9500 *кг/см²*, в отдельных случаях — и ковкий чугун. Подробнее о материалах для изготовления шатунов быстроходных двигателей см. в специальной литературе. [*Ред.*].

Шаровые цапфы в этом отношении лучше цилиндрических. Однако, соображения, которые были приведены на стр. 54 настоящего тома, все же заставляют делать цапфы цилиндрическими и, в случаях надобности, придавать шарообразную форму наружной поверхности соответствующего подшипника.

c. Должна быть предусмотрена возможность такого компенсирования износа вкладышей, чтобы расстояние между осями подшипников изменялось возможно меньше.

Это требование приближенно выполняется, если при регулировании подшипника одной головки упомянутое расстояние удлиняется, тогда как при регулировании другого — укорачивается. Первое происходит при перестановке внутреннего, второе — при перестановке наружного вкладыша.

d. Смена или исправление изношенных вкладышей должны производиться возможно более надежно и быстро. Это требование заставляет держать на складе запасные, совершенно готовые, вкладыши, которые, в случае надобности, могут быть немедленно поставлены на место.

e. Вкладыши должны быть сделаны из такого материала, который при данных условиях работы способствует сохранению поверхности цапфы и достаточно хорошо отводит теплоту, развивающуюся от трения (ср. том II, стр. 25, 45, 48 и 218).

f. Должен быть обеспечен достаточный подвод смазки. Другими словами, смазочный материал должен доходить до всех элементов поверхности трения, при чем смазка должна быть надежной, однако, без излишнего расхода смазочного материала. При замкнутой (циркуляционной) системе смазки (см. стр. 220 и сл.) это ограничение, конечно, отпадает.

g. Головки, вообще говоря, следует делать возможно более легкими. Необходимо избегать острых углов и выступающих частей, затрудняющих ощупывание шатуна на ходу.

В зависимости от того, сделана ли головка шатуна цельной или составной, ее называют закрытой (замкнутой) или открытой (разрезной) головкой.

2. Примеры конструкций головок шатунов и их расчета.

На фиг. 1 табл. 69 изображен шатун паровой машины. Правая головка, охватывающая цапфу кривошипа, сделана открытой. Укрепление скобы (хомута), охватывающей вкладыши, осуществлено здесь посредством клина и двух, снабженных выступами, деталей (причек). Регулировка одного (наружного) вкладыша производится посредством подтягивания клина, положение которого фиксируется с помощью установочного винта. Для того, чтобы связанное с этим повреждение поверхности клина не имело вредных последствий, винт упирается в дно канавки, профрезерованной на боковой поверхности клина. Подтягивание клина вызывает укорочение шатуна. Левая головка несет палец крейцкопфа, снабженного соответствующим подшипником. В виду переменного направления действующих сил, соединение этой цапфы с головкой шатуна следует всегда делать напряженным.

Расчет головок шатуна можно вести способом, показанным на следующем примере.

Примем

$$P = 7800\ кг, \qquad n = 60.$$

Длина шатуна, т.-е. расстояние между осью подшипника для цапфы кривошипа и осью крейцкопфного пальца, пусть будет равно 2500 *мм*.

Исходя из этих данных, находим, согласно стр. 51 настоящего тома, для цапфы кривошипа

$$d = 100\ мм,$$
$$l = 130\ мм.$$

Для цапфы крейцкопфа при обычном соотношении $l_1 = 1{,}5\,d_1$ и допускаемом удельном давлении 80 *кг/см*^{2} получается

$$7800 = 80 \cdot l_1 \cdot d_1 = 80 \cdot 1{,}5\,d_1^2,$$
$$d_1 = \sqrt{65} \cong 8\ см,$$
$$l_1 = 8 \cdot 1{,}5 = 12\ см.$$

Толщина вкладышей составляет, согласно ур. (471) и (472), том II, стр. 194 [1]),

$$s_1 = \frac{100}{16} + 5 = 11\ мм,$$
$$s_2 = \frac{100}{25} + 3 = 7\ мм.$$

Следовательно, перестановка вкладышей до приблизительного уравнивания значений s_1 и s_2 может составлять

$$2\,(s_1 - s_2) = 2\,(11 - 7) = 8\ мм.$$

Вкладыши, литые из стали или из серого чугуна, предназначенные для заливки баббитом, делаются равномерной толщины s_1, которую для стального литья можно рассчитывать по ур. (471); для серого чугуна значение s_1, примерно, вдвое больше, чем для стали. К этому размеру нужно прибавить толщину баббитовой заливки

$$t = \frac{d}{50} + 3\ мм \qquad (565)$$

и глубину канавок в форме ласточкина хвоста, приблизительно равную $^2/_3\,t$. Широко распространенные прежде бронзовые вкладыши с заливкой белым металлом почти совершенно вышли из употребления с тех пор, как научились надежно связывать стальное литье и чугун с белым металлом. Исключение представляют вкладыши, упомянутые в выноске 1 на стр. 459.

Толщина клина колеблется в пределах от $\frac{b}{3}$ до $\frac{b}{5}$. Примем

$$s_3 = \frac{b}{4} = \frac{l - 2\,s_2}{4} = \frac{130 - 2 \cdot 7}{4} = \frac{116}{4} = 29 \cong 30\ мм.$$

Считаясь с тем, что прически не во всех точках точно прилегают к железной скобе (хомуту), а также в виду того, что клин с самого начала приходится затягивать

[1]) Эти данные предполагают прилегание вкладышей по всей ширине. Если это предположение в действительности не соблюдается, как это особенно часто бывает в тех случаях, когда вкладыши снабжены далеко выступающими краями (см., напр., фиг. 4 табл. 69), то толщину следует брать настолько большой, чтобы при наличии известного износа, получившаяся деформация вкладышей не могла оказывать существенного влияния на равномерность распределения давления по всей длине цапфы.

с известным напряжением, удельное давление, допускаемое на поверхности соприкосновения хомута с причеками (или также клином), следует принимать не выше 400 до 500 *кг/см*^{2}. Таким образом, при среднем значении $k = 450$ *кг/см*^{2} получается

$$s_3 \cdot s_4 \cdot k = \frac{P}{2},$$

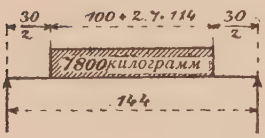
т.-е.

$$3 \cdot s_4 \cdot 450 = \frac{7800}{2},$$

$$s_4 = 2{,}9\ см \cong 30\ мм.$$

Толщина хомута s_5 определяется (фиг. 823) из уравнения

Фиг. 823.



$$\frac{P}{2}\left(\frac{d+2s_2+s_4}{2} - \frac{d+2s_2}{4}\right) = k_b \frac{b\,s_5^2}{6},$$

т.-е.

$$\frac{7800}{2}\left(7{,}2 - \frac{11{,}4}{4}\right) = \frac{600}{6}\,11{,}6\,.\,s_5^2,$$

$$s_5 = 3{,}8\ см\ ^1).$$

Средняя высота s_6 трех клиньев (предполагая, что клин и причеки сделаны из стали) получается из равенства

$$\frac{1}{3}\frac{P}{2}\left(\frac{d+2s_2+s_4}{2} - \frac{d+2s_2}{4}\right) = k_b \frac{s_3\,s_6^2}{6},$$

т.-е.

$$\frac{1}{3}\frac{7800}{2}\,(7{,}2 - 2{,}85) = \frac{1000}{6}\,3\,.\,s_6^2,$$

$$s_6 = 3{,}4\ см.$$

Размер s_7 можно принять равным $0{,}5\,h_1$, где h_1 — высота такого клина, который воспринимал бы изгибающий момент $\frac{7800}{2}(7{,}2 - 2{,}85)$. Следовательно, значение h_1 можно определить из уравнения

$$\frac{7800}{2}(7{,}2 - 2{,}85) = \frac{1000}{6}\,3\,.\,h_1^2,$$

$$h_1 = 5{,}8\ см,$$

и таким образом

$$s_7 = \frac{h_1}{2} \cong 30\ мм.$$

Размер s_8 должен быть несколько больше полной величины регулировки; так как она выше найдена равной 8 *мм*, то

$$s_8 = 10\ мм.$$

Для s_9 достаточно принять значение

$$s_9 = \frac{3}{4}\,s_4 = \frac{3}{4} \cdot 30 \cong 23\ мм.$$

Тангенс половины угла при вершине клина составляет около $\frac{1}{20}$, вследствие чего перестановка на 8 *мм* требует перемещения клина на 80 *мм*. Поэтому новый клин должен выступать с одной стороны на эту величину.

[1]) Подробнее расчетом тел, подверженных подобной нагрузке, занимался А. Бауман (Baumann); ср. Z. d. V. d. I., 1908, стр. 337 и сл., „Berechnung von gekrümmten Stäben".

При выборе формы для левой головки целесообразно поступать следующим образом. Задавшись толщиной и шириной ее, проверяют правильность этих размеров и, если нужно, увеличивают или уменьшают их. Сообразно этому примем

$$a_1 = 40\ мм, \quad a = 46\ мм, \quad a_2 = 100\ мм.$$

Тогда из чертежа или посредством расчета (см. разрез по AB) получим

$$a_1 - a_3 = \frac{l_1}{2} + a_1 - \sqrt{\left(\frac{l_1}{2} + a_1\right)^2 - \left(\frac{a_2}{2}\right)^2}$$
$$= 100 - \sqrt{100^2 - 50^2} = 13{,}3\ мм,$$
$$a_3 = a_1 - 13{,}3 = 26{,}7\ мм.$$

Напряжение в поперечном сечении AB вызывается попеременно действующими растяжением и сжатием силой $\frac{P}{2} = 3900\ кг$ и изгибающим моментом $\frac{P}{2}\left(\frac{a}{2} - x\right)$ [1]), где x обозначает расстояние центра тяжести поперечного сечения от внутренней грани развилка. Для упрощения расчета воспользуемся приближенным способом, для чего заменим действительный профиль поперечного сечения прямоугольником шириною $100\ мм$ и высотой $\frac{40 + 26{,}7}{2} \simeq 33{,}4 \simeq 33\ мм$. Тогда нормальное напряжение, вызываемое продольной силой $\frac{P}{2}$, будет составлять

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 3{,}3} = 118\ кг/см^2,$$

а напряжение, вызываемое изгибающим моментом,

$$\sigma_2 = \frac{3900\left(\frac{4{,}6}{2} - \frac{3{,}3}{2}\right)}{\frac{1}{6} 10 \cdot 3{,}3^2} = \frac{3900 \cdot 0{,}65 \cdot 6}{10 \cdot 3{,}3^2} = 140\ кг/см^2.$$

Таким образом, общее напряжение будет равно

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 118 + 140 = 258\ кг/см^2,$$

между тем, для литого железа, при переменном направлении напряжений, можно допустить значительно больше.

Примем поэтому

$$a_1 = 36\ мм, \quad a = 42\ мм, \quad a_2 = 100\ мм.$$

Тогда

$$a_3 = 22\ мм,$$

при чем прямоугольник, заменяющий действительное сечение, будет иметь стороны $100\ мм$ и

$$\frac{36 + 22}{2} = 29\ мм.$$

[1]) Величина изгибающего момента зависит от напряжения обеих ветвей вилки вследствие затяжки цапфы, т.-е для конструкции по фиг. 1 табл. 69 указанное выражение для изгибающего момента является лишь приближенным; напротив, в случае конструкции по фиг. 821 оно будет вполне точно (ср. также табл. 77). При вполне напряженном соединении обеих ветвей вилки с цапфой, когда их можно рассматривать как одно целое с шатуном, целесообразно придавать вилке другую форму, соответствующую характеру передачи силы от ветвей вилки на шатун.

Следовательно,

$$\sigma_1 = \frac{3900}{10 \cdot 2{,}9} = 135\ кг/см^2,$$

$$\sigma_2 = \frac{3900\left(\frac{4{,}2}{2} - \frac{2{,}9}{2}\right)}{\frac{1}{6}\,10 \cdot 2{,}9^2} = \frac{3900 \cdot 0{,}65 \cdot 6}{84{,}1} = 181\ кг/см^2$$

и

$$\sigma_1 + \sigma_2 = 135 + 181 = 316\ кг/см^2.$$

Вторично принятые нами значения

$$a_1 = 36\ мм, \quad a_2 = 42\ мм, \quad a_3 = 100\ мм$$

можно оставить.

Для поперечного сечения CD при условии, указанном в выноске на предыдущей странице, получается перерезывающая (сдвигающая) сила P_s, нормальная сила $P_n = 2250\ кг$ и изгибающий момент

$$\frac{P}{2}\,y = 3900 \cdot 3{,}6 = 14\,040\ кг.\ см.$$

Напряжениями, вызываемыми трением в цапфах, собственным весом и собственной массой шатуна, можно пренебречь. Если не учитывать и P_s, то для поперечного сечения, заменяемого прямоугольником со сторонами 100 $мм$ и 54 $мм$, общее напряжение получится равным

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \frac{2250}{10.5{,}4} + \frac{14\,040}{\frac{1}{6}\,10.5{,}4^2} = 42 + 289 = 331\ кг/см^2.$$

Такое напряжение представляется еще приемлемым, но превышать его не следовало бы по следующей причине: вследствие не принятой во внимание при расчете кривизны оси стержня, которому принадлежит поперечное сечение CD, напряжение в последнем в действительности больше, чем получается при указанном способе расчета (ср., напр., т. II, стр. 310 и сл.).

Наименьшую толщину стенок a_4 можно определить, рассматривая соответствующую часть головки шатуна, как стержень пролетом $d_1 + a_1$, заделанный обоими концами и нагруженный посредине силой $\frac{P}{2}$. Для этого случая действительно уравнение

$$\frac{P}{2}\,\frac{d_1 + a_4}{8} = k_b\,\frac{1}{6}\,a\,a_4^2,$$

$$\frac{3900}{8}(8 + a_4) = 600 \cdot \frac{1}{6}\,4{,}2 \cdot a_4^2,$$

$$a_4^2 - 1{,}16\,a_4 = 9{,}28,$$

$$a_4 = 3{,}7\ см.$$

Таким образом, основные размеры обеих головок установлены.

Для проверки напряжения на изгиб k_b цапфы, изготовленной из тигельной стали, мы получим, предполагая равномерное распределение давления вдоль поверхности цапфы и податливое закрепление в вилке,

$$\frac{P}{2}\left(\frac{l_1}{2}+\frac{a}{2}-\frac{l_1}{4}\right)=k_b\frac{\pi}{32}d_1^3,$$

т.-е.

$$3900\,(6+2{,}1-3)=k_b\frac{1}{10}8^3,$$

$$k_b=388\ кг/см^2,$$

что ниже допускаемого напряжения на изгиб.

Если обе опорные поверхности крейцкопфного пальца должны принадлежать одной и той же конической поверхности, то конструкция должна быть выполнена согласно фиг. 8 табл. 68. При этом одно из отверстий в головке шатуна получается довольно большим — в особенности при длинных цапфах — и требует поэтому большой проушины. Чтобы избежать этого, цапфе придают форму по фиг. 1 табл. 69. При первой конструкции расточка головки несколько проще; работа пришабривания и пришлифовки в обоих случаях одна и та же.

Если вкладыши подшипника залиты баббитом, то для укрепления цапфы достаточно гайки с устройством против самоотвинчивания (фиг. 8 табл. 68 или фиг. 1 табл. 69). Однако, более надежным и безопасным является укрепление цапфы в каждом развилке отдельно, по фиг. 2 табл. 69 или фиг. 2 табл. 75. Если вкладыши сделаны из бронзы, то, в виду возможности заедания, должны быть приняты меры против вращения цапфы относительно шатуна (фиг. 9 табл. 68 или фиг. 2 табл. 69). Относительно преимуществ баббита по сравнению с бронзой см. стр. 47 и 48.

Сильно нагруженные цапфы крейцкопфов в настоящее время обычно закаливают и шлифуют (ср. том II, стр. 43). В случае, если палец цементируют, то в отношении глубины цементации следует соблюдать общие правила, указанные в томе I, стр. 88, для того, чтобы палец и после повторной шлифовки оставался еще твердым.

Цапфы цилиндрической формы нужно укреплять по фиг. 9 табл. 68, посредством врезных шпонок, которые целесообразно делать широкими и низкими, либо по фиг. 2 табл. 69 (конструкция Куна), т.-е. при помощи клиньев. Если соединение цапфы с шатуном не является напряженным относительно силы, действующей на шатун, то, вследствие переменного направления силы P, цапфа должна ослабнуть. При сравнительно небольших размерах цапфы напряженное соединение ее с вилкой может быть выполнено так, как показано на фиг. 824 (конструкция Киссельбаха). Штифты, толщина которых составляет, примерно, $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{3}$ диаметра цапфы, обточены на цилиндр (соответственно цилиндрическим отверстиям для них); только прилегающая к цапфе плоская поверхность, обрабатываемая после обточки, получает наклон к оси штифта [1]).

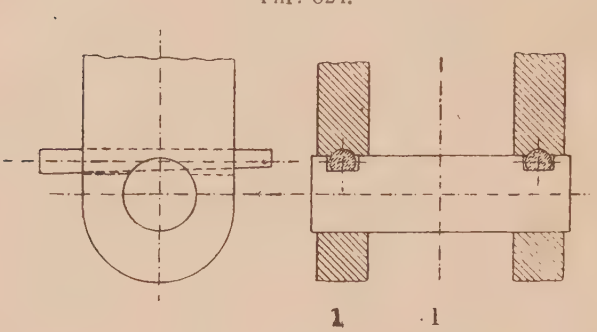
Шатунная головка, охватывающая цапфу кривошипа, может быть выполнена также по фиг. 3 табл. 69.

---

[1]) Относительно других способов укрепления пальцев и предохранения их от выпадения см. Фольк (Volk), „Maschinenteile. Fortschritte und Neuerungen", Z. d. V. d. I., 1908, стр. 488 и сл.

Как головка по фиг. 1 табл. 69, так и головка по фиг. 3 той же таблицы, при перестановке вкладышей вызывают укорочение оси шатуна. Вследствие этого, регулируемый вкладыш крейцкопфной головки шатуна должен приводить к удлинению последнего, хотя бы для частичного компенсирования изменения длины шатуна. Компенсирование может достигаться также регулировкой подшипника вала, правда, не в отношении длины шатуна, но в отношении положения поршня в цилиндре.

Фиг. 824.



Вследствие переменного — положительного и отрицательного — ускорения, которое шатун получает перпендикулярно к своей оси, а также вследствие собственного веса и трения цапфы, кроме аксиальной силы P, действуют еще силы, перпендикулярные к оси шатуна, как это было уже объяснено на стр. 405 и сл. Если эти силы значительны, то головка открытой конструкции со скобой (хомутом) (фиг. 1 и фиг. 3 табл. 69) перестает быть пригодной. В этих случаях головка — закрытая или открытая — должна быть сконструирована таким образом, чтобы она могла безопасно воспринимать соответствующие усилия. На фиг. 2 табл. 75 изображена закрытая головка в выполнении Зигенского машиностроительного завода. Материал: $K_z = 5000$ до $5800\ кг/см^2$, $\varphi \geqq 18\%$ при длине образца $l = 10\,d$. Этот шатун является деталью воздуходувной машины (с приводом от электромотора) при конверторе. Диам. цилиндра $1850\ мм$, ход $1100\ мм$ (расчетное давление, по данным фирмы, $74\,000\ кг$), наибольшее число оборотов 94 в минуту. Для того, чтобы винт, при помощи которого производится перемещение установочного клина, не испытывал напряжений на изгиб, следует избегать точной пригонки резьбы, т.-е. винт должен легко вращаться в резьбе клина. Если принять уклон клина равным 1 : 5, то диаметр δ винта с нормальной резьбой Витворта можно вычислить в английских дюймах по ур. (190), том I, стр. 208 [1]),

$$\frac{P}{5} = 1500\,\delta^2.$$

Для возможности более тонкой регулировки упомянутая фирма делает уклон клина равным 1 : 10, а шаг винта — значительно меньше, чем это соответствует нормальной резьбе Витворта. Вследствие применения двух винтов, один из которых играет роль контр-гайки, надобность в устройстве особого приспособления против самоотвинчивания отпадает.

Толщину скобы s_5 (фиг. 1 табл. 69) можно рассчитывать по способу, указанному на стр. 450. Стороны головки, направленные параллельно оси шатуна, напряжены не только на растяжение, но и на изгиб силой инерции шатуна. При клине, расположенном спереди (фиг. 5 табл. 69), затягивание винтов клина также вызывает изгиб перпендикулярно к оси шатуна. Точный расчет таких головок довольно

[1]) Винт напряжен на скручивание, если, как этого и должно требовать, при регулировке половинки вкладыша притягиваются одна к другой с некоторым начальным напряжением.

сложен [1]). Поэтому в большинстве случаев довольствуются простым расчетом s_4 на растяжение и назначают соответственно пониженное допускаемое напряжение $k_z \leqq 300\ кг/см^2$; другим основанием для этого является увеличение растягивающих напряжений у края отверстия для винта установочного клина.

Подтягивание внутреннего вкладыша посредством клина влечет за собой увеличение расстояния между осями. Поэтому рекомендуется применять головку по фиг. 1 или фиг. 3 табл. 69 вместе с головкой по фиг. 2 табл. 75.

На фиг. 2 табл. 75 и на табл. 78 изображена своеобразная замена буртиков вкладышей так называемыми бортовыми шайбами, которые значительно облегчают пригонку тяжелых вкладышей к шейке подшипника (ср. сказанное на стр. 480 по поводу кривошипных подшипников).

В головках по фиг. 1 и 3 табл. 69 не видно никакого приспособления для смазывания цапфы. Смазка осуществляется здесь по способу, изображенному на фиг. 2 табл. 67. Трубка внутренним диаметром, примерно, от 12 до 15 *мм*, скреплена с цапфой кривошипа таким образом, что центр расширяющейся части, находящейся на другом конце трубки, лежит на оси вала. Сама цапфа имеет обозначенное на чертеже отверстие. Через отверстие *a*, которое при движении кривошипа вращается только около своего центра, в трубку поступает масло. Центробежная сила отводит его к вкладышам. Ср. также фиг. 2 табл. 71.

Другое смазочное устройство для цапфы кривошипа коленчатого вала изображено на фиг. 1 табл. 71 (по чертежам завода Дейтц). Масло отбрасывается центробежной силой к окружности полого кольца, прикрепленного к кривошипу, а оттуда через наклонно направленный канал поступает под давлением к цапфе кривошипа. К кольцу масло подводится через смазочную трубку, расположенную в вертикальной средней плоскости вала.

Шатун, изображенный на табл. 73 [2]), имеет с одной стороны открытую, а с другой — закрытую головку. У цапфы кривошипа переставным является наружный, а у цапфы крейцкопфа — внутренний вкладыш. Подтягивание вкладыша кривошипной цапфы производится посредством винтов, при чем ось шатуна укорачивается.

Фиг. 2 табл. 69 изображает конструкцию шатуна в выполнении фирмы Кун для вертикальных машин с высокими числами оборотов. Бронзовые вкладыши залиты белым металлом (ср. стр. 449). Смазка осуществляется здесь с помощью центробежной силы через цапфу кривошипа, который в данном случае является частью коленчатого вала (ср., напр., фиг. 3 табл. 30, на которой указаны смазочные каналы для расположенной справа цапфы кривошипа). Боковые усилия, действующие между цапфой кривошипа и охватывающей ее головкой шатуна, здесь безопасно воспринимаются благодаря особой конструкции крышки. Более дешевой получается конструкция, при которой головка посредине разделена, а болты пригнаны настолько тщательно, что усилия воспринимаются ими.

---

[1]) См. статью Ватцингера (Watzinger), „Die Spannungsverteilung in geschlossenen Schubstangenköpfen", Z. d. V. d. I., 1909, стр. 1033 и сл., и Мацумура (Matsumura), „Die Festigkeit geschlossener Schubstangenköpfe", Z. d. V. d. I., 1911, стр. 460 и сл.

[2]) По поводу изображенной на табл. 73 конструкции в целом ср. сказанное в конце выноски 2 на стр. 472.

На фиг. 763 до 767, стр. 344, изображена головка шатуна газового двигателя (по чертежам завода Дейтц). Так как вкладыши сделаны из бронзы, а тело поршня — из чугуна, то рекомендуется дать вкладышам небольшой боковой зазор, чтобы компенсировать различное тепловое расширение обоих металлов (на чертеже это не могло быть показано). В последнее время также и эти вкладыши, расположенные внутри неохлаждаемого поршня и поэтому сильно греющиеся, заливают баббитом; состав этого металла должен быть выбран, соответственно назначению вкладыша, без свинца (ср. стр. 218). Такая конструкция показана на фиг. 1 табл. 81.

В таких шатунных головках, конструкция которых заимствована у подшипников (их называют иногда морскими или пароходными головками, по их первоначальному применению в судовых машинах), нередко можно встретить ту ошибку, что размеры b и h поперечного сечения, фиг. 2 табл. 69, недостаточны по сравнению с расстоянием между болтами e и величиной действующих сил, и что болты делаются из недостаточно вязкого материала. Подобные ошибки могут привести к поломке болтов шатунной головки во время работы машины и к тем — иногда очень серьезным — последствиям, которыми сопровождаются такие аварии (ср. по этому поводу замечания относительно крейцкопфных подшипников на стр. 494 и сл.). Для уменьшения e болты стараются придвигать к отверстию головки возможно ближе.

На фиг. 4 табл. 69 изображена конструкция головки шатуна с шаровым движением вкладыша. Соответствующий шатун является деталью большого водоотливного насоса (конструкция Кисселльбаха).

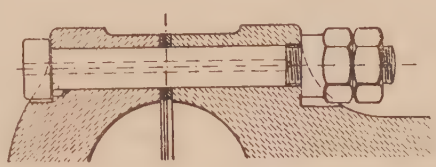
В виду тех тяжелых последствий, которые может иметь и часто имела поломка подшипника шатуна, следует тщательно избегать всего того, что может способствовать ей. Сюда относятся, в особенности, острые заточки и резкие переходы на болтах. Поэтому же целесообразно закруглять впадины резьбы; лучше всего давать профилю впадины форму полуокружности, как показано (для поршневого штока) на фиг. 122, том I, стр. 199. Многие рекомендуют делать на стержнях болтов пояски (фиг. 4 табл. 69, фиг. 2 табл. 70, фиг. 763, стр. 344), благодаря которым стержень становится более упругим и лучше сопротивляется нагрузке, сопровождающейся толчками. Переходы должны быть при этом постепенными, примерно, как показано на фиг. 2 табл. 29, посредине. Лаше предлагает (см. Der Betrieb, 1921, стр. 201), вместо этого, делать стержень винта полым почти до нарезанной части, а снаружи по всей длине оставлять гладким, как показано на фиг. 825; при этом легче всего избежать резких переходов. См. также книгу Гюльднера, стр. 186 [стр. 182 и сл. русск. перевода изд. 1916 г.], упомянутую в выноске на стр. 42 настоящего тома.

Выступ, которым обычно снабжается болт („усик“) и который должен препятствовать его вращению при подтягивании гаек (фиг. 2 и 4 табл. 69), должен быть сделан не так, как показано на фиг. 825, а таким образом, чтобы он не вызывал ослабления стержня болта в его наиболее напряженной части (у перехода в головку). Это относится, конечно, к тому случаю, когда выступом снабжается шатунная головка, а выемка для него устроена в болте. Более целесообразное предохранительное устройство показано на фиг. 2 табл. 76, изображающей шатун горизонтального дизеля мощностью 30 *л. с.* Всеобщей Компании Электричества в Берлине (AEG). Разъем кривошипной головки шатуна сконструирован таким

образом, что при помощи прокладок можно изменять величину пространства сжатия в цилиндре; ср. также фиг. 1 табл. 81 и фиг. 763, стр. 344.

Болты с самого же начала затягивают настолько сильно, чтобы во время работы машины крышка не могла подниматься, отодвигаясь при этом от нижней части подшипника (так как это значительно увеличивало бы напряжение как болтов, так и крышки, вследствие прекращения действия упругих сил между крышкой и ее опорой). В виду того, что с уверенностью на это рассчитывать нельзя, рекомендуется назначать напряжение болтов силой, действующей в шатуне, возможно более низким и для сильно нагруженных болтов выбирать подходящий материал. Ср. также выноску 1 на стр. 454.

Фиг. 825.



В стационарных машинах головку делают с установочным клином, движущимся параллельно оси цапфы. Целесообразна конструкция по фиг. 1 табл. 76, разработанная машиностроительным заводом Динглера (Dingler'sche Maschinenfabrik A.-G., Zweibrücken). Благодаря цилиндрической пригонке вкладыша и клина, уменьшается число поверхностей, которые приходится обрабатывать на долбежном станке. Устройство контр-гайки, обеспечивающей вполне напряженное соединение в обоих направлениях, целесообразно по той причине, что, как показывает опыт, такие клинья, особенно при малом уклоне, могут заедать в направлении, противоположном составляющей силе, передаваемой на них от шатуна. Жестяные прокладки, доступ к которым не требует удаления цапфы, дают возможность при регулировании плотно притягивать вкладыши друг к другу.

Аналогична, но в отношении обработки еще более проста и дешева шатунная головка завода MAN (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G.), герм. пат. № 358 741 от 19/VIII 1920 г.; ср. фиг. 3 табл. 71, заимствованную из патентного описания. Цилиндрическое отверстие шатунной головки, в которое в данном случае вкладывается двойной клин, и отверстие для вкладыша пересекаются. При обработке сначала растачивают отверстие под двойной клин, затем вставляют и затягивают его, а после этого за одну операцию растачивают поверхность соприкосновения клина с вкладышем и отверстие для вкладыша. Чтобы изготовить двойной клин, разрезают по оси стальной цилиндр, см. фиг. 3а табл. 71. После обработки плоскости разреза, т.-е. клиновых поверхностей, половинки цилиндра временно скрепляют вместе, зажимают их по линии xy, угол которой с первоначальной осью цилиндра соответствует углу клина, и обтачивают на диаметр d и длину l.

Для того, чтобы вынуть вкладыши в целях осмотра их рабочей поверхности, при закрытых головках предварительно бывает необходимо удалить цапфу крейцкопфа, а в открытых поршнях — обычно вынуть и самый поршень [1]). Поэтому возможность легкого извлечения крейцкопфного или поршневого пальца имеет особую ценность; ср. стр. 343, замечание относительно фиг. 1 табл. 81. Изображенная там конструкция должна выполняться так, чтобы нижняя головка шатуна позволяла вво-

[1]) Исключение составляет конструкция Литценмайера (O. Lietzenmayer) по герм. пат. № 176 988 от 3/II 1906 г. Тело поршня и цилиндр имеют такие выемки, что в нижней мертвой точке гнездо пальца открыто, благодаря чему палец можно вынуть, не удаляя из цилиндра самый поршень.

дить шатун через отверстие цилиндра. Для того, чтобы сделать возможной шлифовку изношенного поршневого пальца (стр. 453), следует придавать ему такую форму, чтобы и после шлифовки он оставался посредине толще, чем на тонком конце.

В малых или не сильно нагруженных машинах встречаются, вместо регулируемых вкладышей, также и цельные втулки из высокосортной бронзы; их загоняют в головку шатуна при помощи гидравлического или др. пресса [1]).

На фиг. 4 табл. 71 изображен шатун для передачи малых усилий. Конструкция головок достаточно ясна из чертежей.

На фиг. 1 табл. 70 изображена конструкция головок шатуна лесопильной рамы [2]), в прежнее время весьма распространенная. Вкладыши удерживаются на месте с одной стороны железными хомутами (бугелями), с другой стороны — клином и причеками. Скрепление хомутов со стержнем шатуна, изготовляемым из сухого соснового дерева, производится посредством болтов таким образом, что трения между стержнем и бугелями, вызываемого затягиванием гаек, достаточно для передачи усилия. Предполагая поверхности трения железа необработанными и считаясь с внезапностью развивающегося в стержне растяжения, а также с сопротивлением упругого бугеля при запрессовке его на стержень, примем коэффициент трения равным лишь 0,2. Тогда, например, для максимального усилия в стержне 1600 *кг* число i болтов из материала среднего качества при диаметре в $^3/_4'' = 19$ *мм* [см. том I, ур. (185), стр. 203] определится следующим образом: так как здесь имеет место способ нагрузки а (том I, стр. 104), то, пользуясь ур. (191а), получим

$$1600 = 0{,}6 \cdot 1{,}5 \cdot 1600 \left(\frac{3}{4}\right)^2 \cdot i \cdot 2 \cdot 0{,}2,$$

откуда

$$i \cong 5.$$

Бугеля следует брать не толще, чем необходимо для того, чтобы болты могли крепко прижать их к дереву. По этой же причине диаметр болтов должен быть не меньше $^5/_8''$.

Чтобы предупредить самопроизвольное ослабление клиньев, их при ковке несколько надрубают и затем, поставив на место, слегка разводят с узкого конца.

На фиг. 5 табл. 69 и фиг. 2 табл. 70 изображены дышловые головки четырехцилиндрового паровоза компаунд Вюртембергских государственных железных дорог, работающего перегретым паром (Z. d. V. d. I., 1920, стр. 829 и сл.). Конструкция по фиг. 5 табл. 69 относится к цилиндру низкого давления, диаметром 760 *мм*. Наибольшее число оборотов — 235, длина хода — 650 *мм*. Новым является устройство смазки цапфы кривошипа с помощью латунной проволоки, направляемой во втулочке, в которую она входит с небольшим зазором, и заходящей в смазочное отверстие. Масло, расплескивающееся во время движения паровоза в закрытой масленке, попадает в зазор между проволокой и втулочкой и таким образом поступает во вкладыш головки. На фиг. 2 табл. 70 изображен шатун для цилиндра высокого давления

[1]) Ср. стандарты DIN 146 и 147.
[2]) Z. d. V. d. I., 1862, стр. 415.

(диаметр 510 *мм*, рабочее давление 15 *ати*). Крышка головки и болты составляю одно целое. Подтягивание вкладыша цапфы кривошипа вызывает уменьшение длины шатуна, подтягивание же вкладыша крейцкопфной головки — ее увеличение [1]).

На фиг. 77 изображена вилкообразная шатунная головка большого двухтактного газового двигателя завода Зигенского Акц. О-ва, сконструированная в виде пары подшипников. Головки на обоих концах шатуна сделаны открытыми, т.-е. так же, как и контр-головка на цапфе кривошипа — переставными снаружи. Вызываемое этим укорочение шатуна, при длине хода в 1400 *мм* и величине вредного пространства двигателей этого типа, представляется лишенным значения.

На фиг. 1 табл. 61 изображен один из 6 шатунов авиационного (для аэропланов и дирижаблей) двигателя Майбаха (Maybach) в 250 *л.с.* [2]). Стержень шатуна имеет квадратное поперечное сечение с цилиндрическим каналом по оси. Вкладыши головки, обхватывающей шейку коленчатого вала, штампованы из латуни и залиты белым металлом. Чтобы последний прочно сцеплялся с латунью, поверхности вкладышей под заливку обрабатывают резьбовым резцом. Выжимание баббита в стороны предупреждается буртиком, оставленным у латунного вкладыша. С обеих сторон колена расположены маслоуловители из легкого металла, которые подхватывают масло, стекающее из коренного подшипника, после чего оно центробежной силой отбрасывается на поверхность цапфы кривошипа. Оттуда масло, также под действием центробежной силы, проходит через трубку в канале шатуна к поршневому пальцу. Этот палец, полый внутри, выточен из стали, закален и отшлифован; снаружи его охватывает специальная втулка из мягкого чугуна, которая свободно сидит в шатунной головке, следовательно, может вращаться в ней, при чем для хорошего распределения масла эта втулка снабжена 28 радиальными отверстиями диаметром 4 *мм*. Общий вес шатуна составляет, по имеющимся данным, 4,06 *кг*. Отношение $l : r \cong 3{,}45$ ($l = 310$ *мм*, $2r = 180$ *мм*). Нормальное число оборотов вала равно 1400, наибольшее 1550; этому соответствуют средние скорости поршня 8,40 *м/сек* и 9,30 *м/сек*. Мощность шести цилиндров составляет при этом 245 *л.с.*, соотв. 270 *л.с.* Удельное давление, если исходить из рабочего давления в 30 *ати*, равно 88,5 *кг/см*^{2} в коренном подшипнике, 150 *кг/см*^{2} в подшипнике кривошипной головки шатуна и 182 *кг/см*^{2} в подшипнике поршневой головки [3]).

Смазка поршневого пальца от цапфы кривошипа часто осуществляется также с помощью аксиального канала в шатуне или же посредством трубки, прикрепленной к нему снаружи. Такая смазка действует хорошо при условии хорошего прилегания вкладышей к цапфе кривошипа и постоянного наблюдения за постепенно увеличивающимся по мере эксплоатации зазором, благодаря которому масло, в конце-концов,

---

[1]) Баббит, которым заливаются бронзовые вкладыши у цапфы кривошипа, состоит из 80 частей олова, 12 частей сурьмы, 8 частей меди. Вкладыши, литые из стали, с заливкой баббитом, здесь, насколько известно, не оправдались.

[2]) Schwager, „Der 260 PS Maybach-Flug- und-Luftschiffmotor", Berlin, или Motorwagen, Jahrgang 22, Heft 6 и сл.

[3]) Дальнейшие подробности о шатунных головках, их вкладышах и регулировке их см. работу Фолька, упомянутую в выноске на стр. 453, далее Фрей (Frey), „Schubstangen und Kreuzköpfe" в серии „Einzel-Konstruktionen aus dem Maschinenbau", издаваемой под ред Фолька [Изд. 1-е—1913 г. или изд. 2-е—1929 г.].

начинает утекать в стороны в слишком большом количестве. Если маслопроводная трубка должна во время пускового периода быстро наполняться маслом, то сечение ее должно быть не слишком велико.

В шатунных головках все чаще применяются шариковые и особенно роликовые подшипники по фиг. 639, 642, 645, стр. 235, а также по фиг. 660 до 662, стр. 241 и 242 тома II [1]. В лесопильных рамах следовало бы придавать меньше значения достигаемой экономии в расходе энергии, чем уменьшению числа перерывов в работе (выключение рамы), которые при подшипниках скользящего трения необходимы для смазки и осмотра подшипников. В тяжелых рамах, по имеющимся сведениям, часто применяют „маятниковые" роликовые подшипники фирмы S. K. F. по фиг. 663, стр. 242 настоящего тома.

В автомобильных двигателях для повышения числа оборотов ставят подшипники с цилиндрическими роликами. От двигателей гоночных автомобилей и мотоциклов иногда требуется до 5000 и больше оборотов в минуту. „Маятниковые" роликовые подшипники для таких высоких чисел оборотов уже непригодны.

Так как при подобных подшипниках отношение длины шатуна к радиусу кривошипа большею частью довольно мало, то ролики и их обоймы вращаются не с постоянной скоростью, а получают при свободном от скольжения перекатывании значительные ускорения и замедления. Кроме того, при этом развиваются значительные центробежные силы [2].

Шатун $4^1/_2$-сильного мотоцикла с роликовыми подшипниками фирмы Norma-Co изображен на фиг. 2 табл. 89. Число оборотов составляет 4000 в минуту. Шатун сделан из хромо-никкелевой стали. Наружное кольцо подшипника с одной стороны прилегает к обточенному буртику, а с другой удерживается на месте вторым буртиком, отбортованным на головке шатуна.

К шатунам относятся также эксцентриковые тяги. Головки их изображены на фиг. 7 табл. 68, фиг. 3 до 5 табл. 70, фиг. 818, стр. 444.

На фиг. 7 табл. 68 и фиг. 818 бугеля сделаны чугунными, а на фиг. 3 табл. 70 — из железа. Часто они бывают снабжены бронзовыми втулками или залиты белым металлом, как, напр., в конструкции по фиг. 7 табл. 68 (баббит). В качестве материала для изготовления бугелей применяют также бронзу и стальное литье.

При конструировании и обработке поверхностей трения нужно следить за тем, чтобы масло держалось на них, и особенно — чтобы оно не разбрызгивалось. Это достигается в том случае, если рабочая поверхность в середине хомута углублена, а на периферии эксцентрика приподнята, напр., на фиг. 7 табл. 68 в противоположность фиг. 5 на той же таблице.

При расчете толщины бугеля s, фиг. 3 табл. 70, следовало бы, строго говоря, исходить из того соображения, что деформация (изгиб) его должна быть самой незначительной. С целью упрощения расчета можно, при средних условиях работы эксцентрика, исходить из напряжения на изгиб, т.-е. определять s из уравнения

$$\frac{P}{2}\left(\frac{e}{2}-\frac{d}{4}\right)=\frac{1}{6}k_b\,b\,s^2,$$

[1]) Ср. статью Рибе (A. Riebe), „Grundsätzliches und neue Erfahrungen an Kugel- und Rollenlagern", Motorwagen, 1923, стр. 49 и сл.

[2]) Подробнее об этом см. Кирнер (Kirner), „Kinematik und Dynamik der in Pleuelköpfe eingebauten Wälzlager", Motorwagen, 1923, стр. 213.

где P сила в шатуне и e расстояние между болтами (ср. стр. 456). При этом можно принимать

для железа $k_b = 300\ кг/см^2$, для чугуна или бронзы $k_b = 150\ кг/см^2$.

Если приходится ожидать сильного износа, то, при отсутствии заливки, рекомендуется увеличивать s, примерно, на $5\ мм$ или еще больше. Для того, чтобы s не получалось больше, чем нужно, расстояние e следует делать возможно малым. Целесообразно применять между обеими частями бугеля прокладки, как это показано на фиг. 818. Назначение уступа в стыке заключается в облегчении токарной обработки и в упрощении предохранения от аксиального сдвига посредством пригонки болтов (см. фиг. 7 табл. 68).

Диаметр d' болтов хомута следует определять, считаясь с тем, что гайки необходимо сильно затягивать уже при сборке эксцентрикового механизма, т.-е. еще до того, как начнет действовать сила P в шатуне. Это обстоятельство будет учтено, если d' определять в английских дюймах по формуле

$$\frac{P}{2} = 600\,d'^2 \text{ до } 800\,d'^2.$$

Другую головку эксцентриковой тяги конструируют часто так же, как головку обыкновенного шатуна или как часть обыкновенного шарнира, напр., по фиг. 3 табл. 70. Изготовление внутренней половины хомута за одно целое с тягой, как показано на этом чертеже, при более или менее значительных размерах невыгодно как с точки зрения обработки, так и монтажа.

II. Стержень шатунов.

Часть, соединяющая головки шатуна — его стержень (тело, ствол) — обычно подвержена растяжению, сжатию или продольному изгибу от силы в шатуне и изгибу от собственного веса, от инерции собственной массы и от моментов, возникающих вследствие трения в цапфах.

Введем следующие обозначения:

P наибольшее значение силы в шатуне,

Θ наименьший экваториальный момент инерции поперечного сечения шатуна посредине его длины,

f площадь этого поперечного сечения,

l длина шатуна, измеренная между осями обеих цапф,

α коэффициент удлинения (том I, стр. 6),

$\mathfrak{S}$ коэффициент безопасности,

ω угловая скорость цапфы кривошипа, принимаемая постоянной,

r радиус кривошипа,

$v = \omega r$ линейная скорость цапфы кривошипа,

$n = \frac{60\,v}{2\pi r} = \frac{30\,v}{\pi r} = \frac{30\,\omega}{\pi}$ число оборотов кривошипа в минуту,

γ удельный вес материала шатуна,

Θ' момент инерции рассматриваемого поперечного сечения шатуна, соответствующий изгибающему напряжению,

d диаметр цапфы кривошипа,

$\mu_1 = \frac{4}{\pi}\mu$ коэффициент трения цапфы.

Для напряжения на продольный изгиб действительно ур. (50), том стр. 39, в предположении указанного там же условия относительно закрепления концов, т.-е.

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2}.$$

Нормальное напряжение, вызываемое при этом в среднем сечении шатуна площадью f действием силы P,

$$\sigma_1 = \frac{P}{f}.$$

Предполагая, что шатун представляет собой призматическое тело объема fl и веса $fl\gamma$, находим для середины шатуна изгибающий момент M_1, обусловленный собственным весом:

$$M_1 = fl\gamma \frac{l}{8} = \frac{f\gamma l^2}{8}. \qquad (566)$$

Момент, обусловленный трением $P\mu_1$ на цапфе кривошипа,

$$P\mu_1 \frac{d}{2}$$

вызывает в крейцкопфе реакцию $P\mu_1 \frac{d}{2l}$ и дает для поперечного сечения шатуна, находящегося на расстоянии x от крейцкопфа, изгибающий момент

$$M_x = \frac{P\mu_1 d}{2l} x. \qquad (567)$$

Этот момент возрастает в сторону цапфы кривошипа. Посредине шатуна он равен

$$M_2 = \frac{P\mu_1 d}{2l} \frac{l}{2} = \frac{P\mu_1 d}{4}.$$

Влиянием трения цапфы крейцкопфа пренебрегаем.

Напряжение, происходящее от инерции, следует оценивать на основании сказанного в разделе IV („Силы инерции шатуна“), стр. 405 и сл. Если соответствующий момент обозначить через M_3, то по его величине и размерам поперечного сечения (с моментом инерции Θ') можно определить наибольшее нормальное напряжение σ_3, вызываемое моментом M_3. Например, предполагая, что шатун имеет призматическую форму, получим для поперечного сечения, отстоящего от крейцкопфа на $x = 0{,}577\,l$, на основании ур. (540), стр. 407, и (539), стр. 406,

$$M_3 = \left(\frac{n}{300}\right)^2 rf\gamma \frac{l^2}{16},$$

$$\sigma_3 = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \gamma r \frac{fl^2}{\Theta' : e}.$$

При пользовании ур. (50), том I, стр. 39, выбор коэффициента безопасности $\mathfrak{S}$ представляется особенно трудным вследствие того, что здесь приходится учитывать

довольно сложные влияния, обусловленные, в частности, непрерывно меняющейся нагрузкой шатуна, тогда как ур. (50) выведено на основании статической теории упругости. Если растяжение и сжатие сменяют друг друга настолько быстро, что не может быть и речи о полном развитии деформации, как это предполагается в случае продольного изгиба [ур. (50)], то можно удовольствоваться меньшим запасом прочности, чем в том случае, когда упомянутый процесс происходит сравнительно медленно. Действительно, паровые машины нормальной конструкции с малым или средним числом оборотов дают при поверочном расчете по ур. (50) значения коэффициента безопасности $\mathfrak{S}$ от 20 до 35, тогда как у быстроходных машин $\mathfrak{S}$ оказывается равным 5 и даже меньше. Выбор значения $\mathfrak{S}$ осложняется, кроме того, еще одним обстоятельством, а именно — необходимостью избежать вибраций в тихоходных машинах с тонкими шатунами. Не имея достаточных данных, чтобы выразить $\mathfrak{S}$ в функции числа оборотов или скорости и считаясь с тем, насколько важна для конструктора простота расчета, мы ограничимся здесь соображениями, изложенными ниже [1]).

1. Шатуны для малых и средних скоростей.

Для нормальных шатунов паровых машин со средними скоростями поршня, примерно, 1,5 *м/сек* до 2 *м/сек*, мы примем для $\mathfrak{S}$ определенное значение и будем пренебрегать моментами M_1, M_2 и M_3. Дело в том, что M_1 и M_3 оказываются для этих машин сравнительно малыми, что же касается M_2, то при обычных размерах диаметра цапфы кривошипа и при достаточной смазке пренебрегать этим моментом представляется допустимым.

а. *Шатун круглого поперечного сечения с диаметром посредине* d_m.

При

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, \qquad \mathfrak{S} = 25, \qquad \Theta = \frac{\pi}{64} d_m^4 \cong \frac{d_m^4}{20}$$

из ур. (50) получается

$$P = \frac{\pi^2}{25} \frac{d_m^4}{20 l^2} 2\,000\,000 \cong 40\,000 \frac{d_m^4}{l^2}. \qquad (56)$$

Следовательно, шатун диаметром 1 *см* и длиною 1 *м* = 100 *см* передает

$$P_0 = 4 \text{ кг}.$$

Запомнив это число, а также то, что P возрастает пропорционально четвертой степени d_m и убывает с квадратом l, можно определять d_m на память.

Пример. $P = 8000$ *кг*, $l = 2500$ *мм*.

$$8000 = 4 \frac{d_m^4}{2{,}5^2} \text{ или } d_m^4 = \frac{8000 \cdot 2{,}5^2}{4} = 12\,500,$$

$$d_m = 10 \sqrt[4]{1{,}25} = 10{,}6 \text{ см}.$$

Если поперечное сечение имеет кольцеобразную форму, т.-е. если шатун полый, то размеры его сечения можно определять так, чтобы была использована прочность материала на растяжение и в то же время удовлетворялось ур. (50).

[1]) Относительно общего значения величины $\mathfrak{S}$ отсылаем читателя к § 25 E. u. F.

Для очень тихоходных машин рекомендуется брать $\mathfrak{S}$ еще больше, а P_0 понижать, примерно, до 3, соответственно $\mathfrak{S} = 33$.

При расчете шатунов, у которых направление действующей силы меняется толчками, как это, например, может иметь место в насосах, необходимо брать соответственно большое значение $\mathfrak{S}$, примерно, 40 до 60 и выше.

Относительно профиля стержня шатуна по длине следует заметить, что последний может примыкать к кривошипной головке диаметром, примерно, $0{,}8\,d_m$, а к другой головке — диаметром, примерно, 0,7 до $0{,}75\,d_m$ [1]). Если цапфа кривошипа имеет большой диаметр, как это, например, бывает в случае коленчатых валов, то, конечно, и соответствующая шатунная головка получается большой. Вследствие этого, в подобных случаях часто увеличивают поперечное сечение шатуна в сторону кривошипной головки и принимают его у этой головки даже большим, чем посредине *). Момент M_x [ур. (567)] также отчасти оправдывает эту форму. Она представляется еще более целесообразной, если принять во внимание сотрясения. Нередко при указанной форме шатуна круглое поперечное сечение его вблизи цапфы кривошипа переходит в профиль, ограниченный с боков плоскостями.

b. *Шатун прямоугольного сечения шириною b и высотою посредине $h = 1{,}75\,b$ до $2\,b$.*

При

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, \quad \mathfrak{S} = 15, \qquad \Theta = \frac{1}{12}\,b^3 h$$

получается

$$P = \frac{\pi^2}{15}\,\frac{1}{12}\,b^3\,h\,\frac{2\,000\,000}{l^2} \cong \frac{1\,000\,000}{9}\,\frac{b^3 h}{l^2}.$$

Для

$$h = 1{,}8\,b$$ **)

имеем

$$P = 200\,000\,\frac{b^4}{l^2}. \tag{569}$$

При

$\alpha = \frac{1}{100\,000}$ (дерево, фиг. 1 табл. 70), $\mathfrak{S} = 15$, $\Theta = \frac{1}{12}\,b^3 h$, $h = 1{,}5\,b$,

получается

$$P = \frac{25\,000}{3}\,\frac{b^4}{l^2}. \tag{570}$$

Что касается продольного очертания стержня, то b большей частью делают постоянным. Высоту стержня у головок можно принимать равной $1{,}2\,h$, соотв. $0{,}8\,h$.

2. Шатуны быстроходных машин.

Упомянутое выше обстоятельство, а именно то, что при высоком числе оборотов деформации не успевают получить полного внешнего выражения, побуждает

[1]) В виду того, что ур. (50) предполагает одинаковое поперечное сечение стержня, конусность его несколько уменьшает запас прочности шатуна.

*) У кривошипной головки $d = (1{,}3$ до $1{,}1)\,d_m$, у крейцкопфной $d = (0{,}9$ до $0{,}7)\,d_m$. [*Ред.*].

**) Можно принимать (для середины шатуна) $h = (1{,}75$ до $2)\,b$. [*Ред.*].

выбирать для $\mathfrak{S}$ более низкие значения. Предполагая прямоугольное поперечное сечение шириною b и высотою посредине h, находим:

при

$$\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}, \quad h = 2\,b, \quad \mathfrak{S} = \frac{10}{3} \text{ до } \frac{20}{3},$$

$$P = \frac{\frac{\pi^2}{10}}{3}\,\frac{1}{6}\,b^4\,\frac{2\,000\,000}{l^2} \text{ до } \frac{\frac{\pi^2}{20}}{3}\,\frac{1}{6}\,b^4\,\frac{2\,000\,000}{l^2},$$

или после упрощений

$$P = 1\,000\,000\,\frac{b^4}{l^2} \text{ до } 500\,000\,\frac{b^4}{l^2}. \qquad (571)$$

При этом сумма напряжений $\sigma_1 + \sigma_3$ (см. стр. 462) не должна превосходить наибольшего допускаемого напряжения k_b. Так как при округленном значении $\gamma = 0{,}008$ (удельный вес материала шатуна)

$$\sigma_3 = \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \cdot 0{,}008\,r\,\frac{b\,h\,l^2}{\frac{1}{6}\,b\,h^2} = \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2\,r}{h},$$

то, следовательно, должно соблюдаться условие

$$k_b \geqq \frac{P}{b\,h} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 \frac{l^2\,r}{h}. \qquad (572)$$

В этом уравнении l, r и h выражены в *см*; значение k_b выбирается на основании стр. 103 и сл. тома I, при чем обычно приходится предполагать полную перемену направления напряжений.

Для возможного облегчения веса шатунов быстроходных машин, стержень шатуна с боков простригивают; при этом поперечное сечение его получает двутавровую форму (ср. фиг. 5 табл. 69, фиг. 2 табл. 70). Ради большей свободы в отношении выбора формы, такие шатуны иногда отливают из стали (фиг. 2 табл. 76). Малые шатуны быстроходных автомобильных и авиационных моторов, где необходимо максимальное уменьшение веса, отковывают массивными, а двутавровое поперечное сечение придают им фрезеровкой. В случае квадратного поперечного сечения (со скругленными углами), вдоль оси шатуна высверливают канал (ср. фиг. 1 табл. 61).

При круглом поперечном сечении шатуна для быстроходной машины, если при этом не принимаются в расчет напряжения, вызываемые силами инерции, значение $\mathfrak{S}$ обычно принимают равным 15. Это возможно только в тех случаях, когда не приходится считаться с особыми условиями работы машины, как, напр., опережение зажигания в двигателях внутреннего сгорания или сильные взрывы при быстром сгорании в дизелях. Указанные обстоятельства могут заставить принимать бо́льшие значения $\mathfrak{S}$.

При круглом, равно как и при двутавровом поперечном сечении шатуна решающую роль часто играет растягивающее, соотв. сжимающее напряжение. При очень высоких числах оборотов необходимо принимать во внимание также действующие по оси шатуна силы инерции.

Здесь следует упомянуть еще о сцепных (сдваивающих) дышлах, назначение которых заключается в установлении связи между двумя кривошипами одинаковой длины. Момент M_3 (см стр. 462) для стержня такого дышла оказывается наибольшим посредине, и притом вдвое бо́льшим, чем для шатуна, в пред-

положении призматической формы. В зависимости от характера работы кривошипного механизма, выбор значения $\mathfrak{S}$ определяется здесь еще и другими обстоятельствами, помимо указанных на стр. 463 [1]).

3. Эксцентриковые тяги.

Здесь значение M_3 (стр. 462) обычно отступает на задний план, но зато, вследствие значительной величины d, получает значение момент M_x (стр. 462), а для длинных тяг — также и M_1 (стр. 462). Поэтому для эксцентриковых тяг обычно представляется целесообразным прямоугольное поперечное сечение стержня.

При значительной длине тяги она может прогнуться на такую величину, которая при умножении на аксиальную силу P иногда может дать весьма существенный момент изгиба. Этот прогиб влечет за собой, кроме того, еще один недостаток. При перемене направления силы прогиб должен измениться, вследствие чего в тяге возникают недопустимые поперечные движения.

Прежде всего должно быть удовлетворено соотношение, получаемое из ур. (50), том I, стр. 30, при $\mathfrak{S} = 40$, т.-е.

$$P = \frac{\pi^2}{40}\,\frac{1}{12}\,\frac{b^3 h}{l^2}\,\frac{1}{\alpha} \cong \frac{1}{50}\,\frac{1}{\alpha}\,\frac{b^3 h}{l^2}, \qquad (573)$$

где b обозначает ширину, а h высоту поперечного сечения посредине шатуна.

Далее, следует убедиться в том, что нормальные напряжения, вызываемые M_1, M_x и P, ни в одной точке поперечного сечения тяги не превышают величины, допускаемой при переменном действии сил для данного материала; напр., для обыкновенного сварочного или литого железа сумма этих напряжений не должна превосходить 300 $кг/см^2$. Затем надлежит исследовать, какой величины достигает упомянутый выше прогиб. В случае надобности увеличивают h.

Считаясь с тем, что момент M_x увеличивается в сторону эксцентрика [ур. (567), стр. 462], делают и h возрастающим в этом направлении, при этом, обычно, больше, чем это необходимо.

Для круглых эксцентриковых тяг ур. (573) заменяется следующей зависимостью:

$$P \leqq \frac{\pi^2}{40}\,\frac{\pi}{64}\,\frac{1}{\alpha}\,\frac{d_m^4}{l^2} \cong \frac{1}{80}\,\frac{1}{\alpha}\,\frac{d_m^4}{l^2}, \qquad (574)$$

а для полых тяг, применяемых при больших силах в целях экономии материала и уменьшения инерционных влияний, а также для предупреждения сотрясений,

$$P \leqq \frac{1}{80}\,\frac{1}{\alpha}\,\frac{d^4 - d_0^4}{l^2}. \qquad (575)$$

При конструировании эксцентриковых тяг и обычно присоединяемых к ним золотниковых тяг необходимо принимать во внимание следующее.

Сумма длин обеих тяг должна заключаться в определенных пределах, обусловливаемых соображениями изготовления, сборки и износа.

[1]) О новых механизмах со сцепными дышлами см. работу Зеефельднера, упомянутую в выноске 1 на стр. 158 настоящего тома. [Сцепные дышла паровозов рассчитываются в предположении, что усилие, действующее в ведущем дышле, распределяется поровну между всеми сцепленными осями. В остальном расчет ничем не отличается от приведенного выше способа расчета обыкновенных шатунов. *Ред.*].

Шарнир, посредством которого соединяются обе тяги, должен быть по возможности предохранен от появления мертвого хода. Если мертвый ход все же появился, то его необходимо устранить регулировкой подтягиванием, при чем упомянутая сумма длин должна оставаться неизменной. Первое требование лучше всего удовлетворяется посредством большой опорной поверхности, твердого материала и передачи сил сжатия не через шарнирный болт, а при посредстве шарнирных головок, лежащих в выфрезерованных опорах. На фиг. 10 табл. 58 изображен так называемый стержневой замок (стяжка) для регулирования длины тяг. В конструкциях по фиг. 818, стр. 444, или по фиг. 7 табл. 68, регулирование возможно только с помощью прокладок, помещаемых между головкой тяги и хомутом. В конструкции по фиг. 11 табл. 68 регулировка достигается особым устройством соединения тяги с хомутом. Тяга имеет здесь форму трубы и скреплена с концом болта посредством горячей посадки и заклепок.

D. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ОРГАНЫ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ.

При превращении прямолинейного движения во вращательное и обратно, необходимы такие детали машин, при помощи которых прямолинейно движущаяся часть, большей частью стержень или шток, обычно соединенный посредством промежуточного звена с первой качающейся или вращающейся частью машины, удерживается в определенном направлении, т.-е. направляется прямолинейно.

Упомянутое звено механизма, неподвижно скрепленное со штоком, называют крейцкопфом (ползуном, крестовиной). Он несет либо цапфу, около которой поворачивается соединенная с ним качающаяся деталь, т.-е. шатун, либо подшипник, в котором должна поворачиваться указанная цапфа, если она принадлежит шатуну.

Обеспечить прямолинейное направление можно одним из следующих способов:

I. направлением в подшипниках или втулках,

II. направлением по особым поверхностям скольжения—параллелям — с помощью крейцкопфа (ползуна),

III. посредством шарнирно соединенных между собою стержней (прямил).

I. Прямолинейное направление посредством втулок и подшипников.

Такие направляющие устройства изображены на фиг. 4 и 5 табл. 70: *aa* поршневой шток, соотв. золотниковая тяга, прямолинейное направление которых требуется обеспечить, *b* грундбукса, *c* направляющая втулка, *d* шатун, правый конец которого связан с кривошипом и поэтому движется по окружности. Как это ясно из чертежей, прямолинейно направляемый шток подвержен напряжению на изгиб. Поэтому его приходится делать толще, чем в том случае, если бы этого напряжения не было. Кроме того, грундбукса, а иногда и сальник, испытывают боковое давление, которое приводит к одностороннему срабатыванию. Поэтому втулки следует делать возможно более длинными. Подобные конструкции направляющих устройств допустимы лишь в тех случаях, когда боковое давление на направляющую втулку незначительно.

Вместо втулок c, не допускающих регулировку, могут быть устроены переставные подшипники.

Сюда же относится направляющее устройство, обычно применяемое в паровых насосах и известное под названием кривошипной кулиссы, фиг. 1 табл. 72.

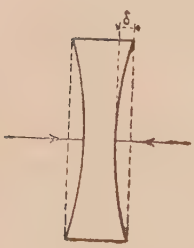
Поршень парового и поршень насосного цилиндра снабжены каждый поперечиной (траверсой), которые, будучи связаны между собой, образуют кулиссу. На фиг. 1 табл. 72 показаны две конструкции этого соединения. Слева оно осуществлено посредством простого болта и гайки, при чем точное расстояние между обеими направляющими для кулиссного камня определяется деталью (распоркой) a. В конструкции, изображенной на правой половине чертежа, через втулку b, соединяющую обе поперечины, проходит стержень, назначение которого заключается в непосредственной передаче усилий со стороны насосного цилиндра на паровой и обратно. Если эти стержни должны одновременно служить для прямолинейного направления, то размер, обозначенный через h, должен быть взят достаточно большим, так как иначе легко может произойти заедание стержня во втулке b.

Пользоваться стержнями для направления обычно не рекомендуется; понятно, что в подобных случаях между поверхностью стержня и цилиндрической поверхностью втулки b должен оставаться достаточный зазор. Боковое давление в направляющих передается тогда на грундбуксы или на сальники. Регулировка обеих направляющих производится путем удаления тонких металлических шайб, проложенных между ними и втулками a, соотв. b. Каким способом создается возможность регулирования камня, показано на фиг. 2 табл. 72, изображающей конструкцию фирмы Краус и Ко. (Krauss & Co., München). На смазку цапфы и направляющих необходимо обращать самое серьезное внимание.

При определении размеров поперечины обычно следует исходить не из допускаемого напряжения на изгиб, а из величины допускаемого прогиба, чтобы предупредить опасность защемления кулиссного камня, соотв. возникновения слишком большого зазора. Заметный зазор между направляющими и ползушками, превосходящий общую толщину слоя масла с обеих сторон, имел бы неизбежным следствием удары (ср., кроме того, сказанное на стр. 420 и сл. относительно условий спокойного хода машины).

Примем следующие обозначения:

Фиг. 826.



P сила, передаваемая с одного поршневого штока на другой,

$\Theta = \frac{1}{12} b s^3$ момент инерции поперечного сечения $m o$, фиг. 1 табл. 72.

$2l$ расстояние между соединениями обеих поперечин,

δ вызываемый силой P прогиб, фиг. 826, одной из двух (принимаемых одинаковыми) поперечин, измеренный в направлении оси штока,

α коэффициент удлинения материала, из которого сделаны поперечины.

Предполагая, что очертание $m n$ поперечины соответствует профилю тела равного сопротивления и что обе они могут рассматриваться как свободно опирающиеся (т.-е. не заделанные концами), получим на основании ур. (46), том I, стр. 33,

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\Theta} \alpha = 4 \alpha \frac{P l^3}{b s^3} = \frac{4}{3} \alpha k_b \frac{l^2}{s}. \qquad (576)$$

Если принять максимальное допускаемое значение 2δ равным 0,16 *мм*, то из последнего уравнения получится

$$b s^3 = 4 \alpha \frac{P l^3}{\delta} = 500 \alpha P l^3. \qquad (577)$$

Задавшись отношением $\frac{b}{s}$, можно определить отсюда значения s и b. Полученным таким способом размерам соответствует напряжение на изгиб k_b, определяемое из уравнения

$$\frac{P l}{2} = k_b \frac{1}{6} b s^2. \qquad (578)$$

Если это напряжение превышает ту предельную величину, которая может быть допущена в виду переменного направления действующих сил, то b и s следует вычислять из ур. (578).

При $2\delta = 0{,}16$ *мм* ур. (576) дает зависимость

$$k_b = \frac{3}{4} \frac{1}{\alpha} \frac{s\delta}{l^2} = \frac{3}{500 \alpha} \frac{s}{l^2}, \qquad (579)$$

которая показывает, что расчет, построенный на значении допускаемой деформации, не может быть заменен расчетом, основанным на допускаемом напряжении материала. Одновременно становится понятным, что сталь следует предпочитать железу в качестве материала для направляющих поверхностей поперечин не столько в виду ее более высокой прочности (здесь имеет значение коэффициент удлинения), сколько в виду ее более плотной поверхности. Для того, чтобы направляющую поверхность можно было закаливать и шлифовать, ее делают также плоской, т.-е. без закраин; в этом случае выступающими закраинами должен быть снабжен кулиссный камень (ср. фиг. 3 табл. 72).

При перемене направления сила P проявляет свое действие довольно резко (динамическое действие силы P) и поэтому может вызвать прогиб больший, чем получается по ур. (576), выведенному в предположении статического действия силы P. Это обстоятельство отчасти учтено уже тем, что в основание расчета положено тело параболического очертания [1]); при действительно принятой форме поперечины прогиб получается меньше. Обычно можно пользоваться ур. (577), полагая в нем $2\delta = 0{,}16$ *мм*. Если передача сил, действующих на поршни, сопровождается сильными толчками, а также в тех случаях, когда число оборотов машины дает основание ожидать полного развития деформаций, может оказаться целесообразным подставлять в ур. (576) вместо 2δ значения еще меньшие, чем 0,16 *мм*.

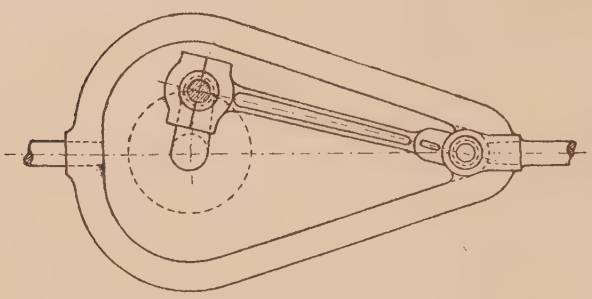
На фиг. 3 табл. 72 изображена кривошипная кулисса Клейна (Klein), изготовленная из стального литья. Направляющая одной из поперечин (на чертеже — правой) допускает регулировку.

Сюда же относится соединение обоих поршневых штоков посредством хомута, как это изображено на фиг. 827. Половина внутренней ширины этого хомута определяется величиной радиуса кривошипа и соответствующим размером половинки кри-

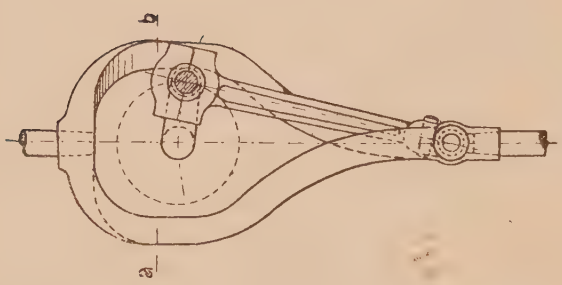
[1]) Так как в настоящем случае основу расчета составляет не напряжение материала, а допускаемая деформация, то, вообще говоря, не рекомендуется останавливаться здесь на форме тела равного сопротивления, дающего больший прогиб.

вошипной головки шатуна. Клейн (герм. пат. № 19 981) сконструировал такую соединительную часть („элемент Клейна"), в которой обе длинные ветви расположены в двух плоскостях, настолько смещенных одна относительно другой, что головка шатуна может свободно качаться между ними. Благодаря этому уменьшается ширина соединительного хомута, а вместе с нею и расстояние оси цилиндра от стойки или фундаментной плиты машины. Это ясно видно из фиг. 828 и 829. Соединительный элемент Клейна, выполненный в виде стальной отливки, изображен на фиг. 4 табл. 72.

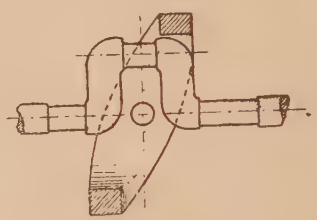
Фиг. 827.



Фиг. 828.



Фиг. 829.



II. Направление по особым направляющим поверхностям, посредством крейцкопфа, и соответствующие детали.

Пользуясь фиг. 830, введем следующие обозначения:

KC направление, по которому должен прямолинейно двигаться крейцкопф K,

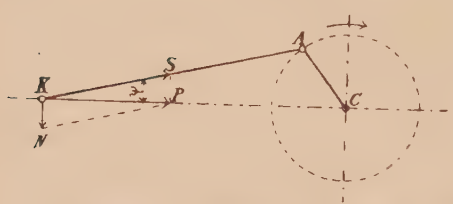
P действующая в этом направлении сила шатуна $= Fp_q$ (см. стр. 411),

N нормальное давление на направляющую, вызываемое силой P,

$l = \overline{KA}$ длина шатуна,

$r = \overline{CA}$ длина радиуса кривошипа.

Фиг. 830.



Тогда

$$N = P\,tg\,\psi. \qquad (547)$$

Из этого уравнения следует, что давление N на направляющую возрастает с углом ψ, начиная от нуля в начале хода, достигает для наибольшего значения ψ (следовательно, на основании ур. $\sin\psi = \frac{r}{l}\sin\varphi$, стр. 393, для значения $\varphi = 90°$) своего максимального значения $P\frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}}$, которое для обычного соотношения $l = 5\,r$ лишь не на много больше, чем $P\frac{r}{l}$, а затем снова убывает до нуля в конце хода *).

*) Следовательно, для паровых машин с нормальным отношением $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ наибольшее давление на параллели $N_{max} = 0{,}2\,P$. Для двигателей быстрого сгорания

Если действующая сила исходит из прямолинейно направляемого штока, то давление N при вращении вправо, фиг. 830, всегда направлено вниз, при вращении же влево всегда направлено вверх. Если же ведущим органом по отношению к крейцкопфу является шатун, то направление давления на направляющие будет обратное. Отсюда следует, что для определенного направления вращения и при постоянной исходной точке силы бывает нужна только одна направляющая — либо верхняя, либо нижняя. Однако, в виду возможности всяких случайностей, не говоря уже о влиянии сил собственного веса и инерционных давлений, рассчитывать на соблюдение последней предпосылки в условиях действительной работы нельзя. Поэтому приходится устраивать всегда две направляющие, из которых, впрочем, обычно только одна является по преимуществу ведущей *).

Считаясь с тем, что смазочный материал удерживается на нижней направляющей легче, чем на верхней, и принимая во внимание сказанное на стр. 424 и сл. о перемене направления давления на рабочих поверхностях параллелей крейцкопфа, предпочитают выполнять конструкции так, чтобы главное давление было направлено книзу. Так, например, если нет особых причин, препятствующих этому, то паровые машины строят с правым направлением вращения. В насосах и воздуходувках, в которых поршневой шток насоса, соотв. воздуходувного цилиндра составляет продолжение штока парового цилиндра, в течение значительной части хода источником движения может быть маховое колесо (ср. стр. 425). Поэтому такие машины, несмотря на правое направление их хода, следует снабжать достаточно прочной верхней направляющей. Кроме того, надлежит позаботиться о надежной смазке верхней направляющей.

Полное давление V на направляющую, помимо веса штока, а в некоторых случаях и поршня, и влияний сопротивлений трения, слагается из N [ур. (547)], из падающей на крейцкопф части веса шатуна, из веса крейцкопфа и его деталей, а также из давления, обусловленного инерцией массы шатуна; последнее определяется по способу, указанному на стр. 405 и сл. Эти составляющие полного давления могут иметь различные знаки, что́ необходимо принимать во внимание при их сложении.

Направление прямолинейного движения может быть осуществлено либо в плоскости качаний шатуна, как это показано, напр., на табл. 73, 74, 78 и фиг. 1 табл. 79, а также на фиг. 5 табл. 72, либо в двух плоскостях, параллельных этой плоскости качаний, как это можно видеть в конструкции, изображенной на фиг. 1 табл. 75. В первом случае предусмотрены две, а в последнем — четыре направляющих поверхности.

$N_{max} = 0{,}08\,P$ (на расстоянии 10 — 12% хода поршня от мертвой точки), для двигателей постепенного сгорания (дизелей) $N_{max} = 0{,}1\,P$, где P — полное давление на поршень, соответствующее наивысшему давлению сгорания. При расчете крейцкопфов газовых двигателей следует пользоваться последними формулами, так как иначе размеры их (см. стр. 486) получаются значительно бо́льшими, чем это необходимо. О наибольшем давлении на параллели см. выноску 2 на стр. 411. [*Ред.*].

*) В американских больших паровых машинах с нормальным направлением вращения это обстоятельство учитывают таким образом, что при обточке крейцкопфа с башмаками (для круглых направляющих) под верхний башмак помещают прокладку толщиной около $^1/_{16}''$ ($\sim$1,6 *мм*). Перед постановкой крейцкопфа на место эту прокладку вынимают, так что между верхним башмаком и направляющей остается довольно значительный зазор, следовательно, нормально работает только нижняя параллель. См. Л. Б. Левенсон, „Современные американские паровые машины“ (СПБ., 1912), стр. 155. [*Ред.*].

При выборе направляющего устройства важное значение имеют внешний вид и прочие особенности машины. Тому обстоятельству, что плечо x (фиг. 5 табл. 72, фиг. 3 табл. 73, фиг. 1 табл. 75), на конце которого приложено трение R в направляющей, для последней конструкции получается меньше, чем для первой [1]), в большинстве случаев особого значения не придают, по крайней мере, если говорить об обеих конструкциях по табл. 73 и по фиг. 1 табл. 75. В горизонтальных паровых машинах укоренилось устройство направляющих, изображенное на табл. 73, 74 и 78. Преимущественно при этом играли роль соображения производственного порядка, а также внешнего вида.

Из двух конструкций по табл. 73 и 74 предпочтения заслуживает последняя (конструкция б. фирмы Кун), так как она почти не допускает заметных прогибов направляющих и, вообще, заметных деформаций под действием соответствующих сил. Необычно большое расстояние оси цилиндра и параллелей от середины коренного подшипника объясняется тем, что автор, заказывая эту машину для своей лаборатории, потребовал специальной конструкции кривошипа, позволяющей регулировать длину хода машины (ср. по этому поводу выноску на стр. 432).

На выбор формы направляющих поверхностей соображения производственного порядка *), а также возможность регулировки для компенсирования наступившего износа влияют в большей степени, нежели величина трения R. Например, как упомянуто выше, цилиндрическую форму направляющих по табл. 73 и 74 выбирают по причине удобства обработки их на расточном станке, хотя эта форма направляющих дает несколько большее трение, чем плоская форма по фиг. 1 табл. 75. Многие предпочитают клинообразную форму по фиг. 5 табл. 72, в виду представляемой ею возможности регулировки даже при боковом износе, хотя эта конструкция обусловливает трение значительно большее, чем плоская форма направляющих.

Изображенное на табл. 73 устройство направляющих в байонетной раме (предложенной Корлиссом) дает то большое преимущество, что путем расточки направляющих поверхностей и обточки примыкающей к цилиндру центрирующей поверхности весьма просто обеспечивается центральное положение цилиндра относительно направляющего устройства. Размеры направляющего органа, который с одной стороны несет коренной подшипник, отлитый с ним за одно целое, а с другой — приболчен к цилиндру, следует брать с таким запасом, чтобы не могли возникать деформации (упругие прогибы), которые всегда вредно отражаются на ходе машины [2]) В основу расчета следует класть существенно важные силы: давление V на напра-

---

[1]) Момент Rx уравновешивается парой сил, которая неблагоприятно влияет на трение в направляющих, на равномерность и на величину износа поверхностей скольжения. Впрочем, значительным это влияние становится лишь в конструкциях, аналогичных изображенной на фиг. 5 табл. 72.

*) Обработка крейцкопфов является, вообще говоря, довольно сложной, о чем следует помнить при проектировании их. См. по этому поводу статьи Гольтье (E. Hoeltje) в Werkstattstechnik или его книгу „Обработка деталей машин" (Ленинград, 1928), стр. 47 и сл. [*Ред.*].

[2]) Автору неоднократно приходилось видеть конструкции настолько неправильные, что прогиб направляющих можно было заметить уже на расстоянии нескольких метров от машины. В подобных случаях недостатки конструкции обычно стараются исправить тем, что под местом станины a, фиг. 1 табл. 73, устанавливают дополнительную опору (подставку) для поддерживания направляющей. Если высота этой подставки в точности соответствует расстоянию под-

вляющие, силу P, действующую по оси цилиндра, и реакцию P_1 в подшипнике. Особого внимания заслуживает при этом длина плеча m изгибающего момента, фиг. 2 табл. 73, а в известных случаях также рассмотренная на стр. 426 и сл. сила инерции, стремящаяся сдвинуть с места всю машину и поэтому подлежащая передаче через анкерные болты на фундамент. То же относится и к моменту $(P_1 - P)\,m$, обусловленному тем, что коренной подшипник испытывает давление P_1, которое отлично от силы P, действующей по оси цилиндра. Этот момент, а также и упомянутая сила инерции должны восприниматься фундаментом. Так как они возрастают с величиной и числом оборотов машины, то рамы всех больших и быстроходных машин лучше всего устраивать так, чтобы они полностью опирались на фундамент (см. табл. 74) [1]), и тщательно связывать их с массивом последнего посредством прочных фундаментных болтов. При этом условии фундамент может, в ограниченной мере, участвовать в восприятии действующих на машину сил и моментов. Однако, при неуверенности в таком участии фундамента, при расчете осторожнее не полагаться на него.

Сила P_1, передаваемая на коренной подшипник машины, вызывает в поперечном сечении его по средней вертикальной плоскости (разрез ab, табл. 74) прежде всего растягивающие и изгибающие напряжения. В больших подшипниках, вследствие ослабления этого сечения отверстием для вала, часто оказывается необ-

держиваемой поверхности над уровнем пола, то при пуске паровой машины в ход происходит следующее. Вследствие сильного нагрева парового цилиндра, примыкающая к нему сторона балки с направляющими приподнимается, и притом тем больше, чем выше находится ось цилиндра над фундаментом и чем сильнее нагревается цилиндр. (По этой последней причине в двухцилиндровых машинах подъем у цилиндра высокого давления обычно бывает больше, чем у цилиндра низкого давления, на что следует обращать внимание при обработке опорных поверхностей лап цилиндров). Так как подставка, установленная под a, остается, естественно, значительно холоднее, то подпертая часть a направляющей отделяется от нее, и притом тем больше, чем выше ось машины расположена над фундаментом; таким образом, подпертая в холодном состоянии направляющая во время работы машины оказывается уже на весу. Следовательно, для того, чтобы направляющая опиралась на подставку и во время хода, необходима такая высота (или длина) последней, при которой направляющая в холодном состоянии машины несколько прогнута кверху. Очевидно, что в виду возникающих при этом напряжений в чугуне, итти особенно далеко в этом отношении нельзя. Указанное затруднение можно преодолеть устройством регулирующего клина между подставкой и той частью рамы, в которой расположены направляющие.

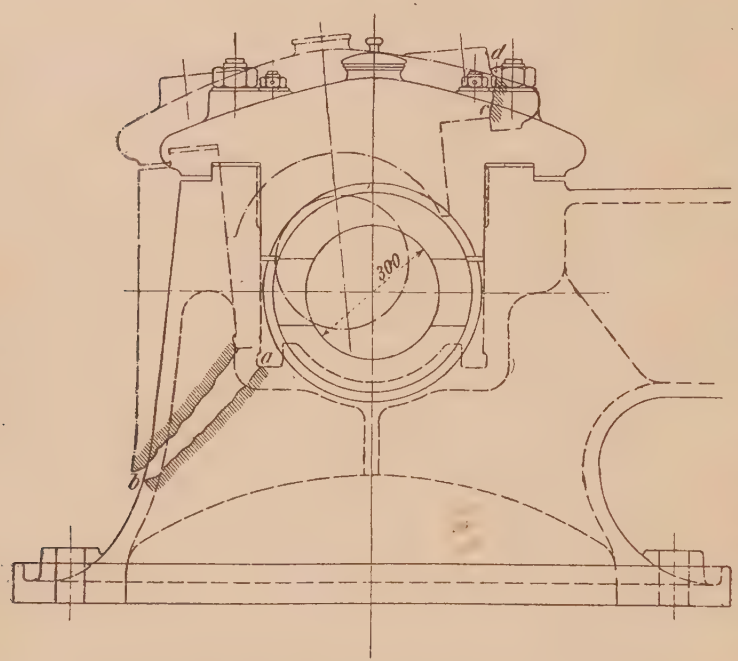
Малая толщина s направляющих (табл. 73, разрез по cd) приводит к тому, что при расточке материал в направлении от e к g все больше сдает, т.-е. направляющая поверхность efg под давлением расточного резца пружинит и удаляется от него, притом в тем большей мере, чем дальше элементы обрабатываемой поверхности отстоят от e в сторону g. В подобных случаях крейцкопф впоследствии скользит преимущественно по наружной стороне fg направляющей efg и легко вызывает сильный нагрев ее. Мы не будем здесь пытаться определить, насколько указанный недостаток, обусловленный малой толщиной стенок, может быть устранен соблюдением особых предосторожностей при снятии чистовой стружки и последующим пришабриванием поверхности скольжения крейцкопфа. Конструктор поступит благоразумнее, если назначит достаточную толщину стенок.

Из сказанного ясно, что при определении размеров направляющей балки не следует экономить материал, и что конструкция по табл. 74 заслуживает решительного предпочтения перед изображенной на табл. 73. Автор поместил последнюю конструкцию именно с тою целью, чтобы яснее показать недостатки, встречающиеся в исполненных машинах, и предостеречь от них конструктора.

[1]) Рамы обычно подливают цементным раствором или — лучше — подтрамбовывают бетоном.

ходимым продолжать стенки рамы под поверхность фундамента. Далее, сила P_1 нагружает на изгиб переднюю лапу подшипника. В конструкциях, подобных изображенной на фиг. 1 табл. 73, может возникнуть при известных условиях опасность поломки, как это показано на фиг. 831. Этот чертеж изображает сломавшийся коренной подшипник стороны низкого давления 700-сильной паровой машины тройного расширения. Вследствие недосмотра обслуживающего персонала, из конденсатора, расположенного выше и позади цилиндра низкого давления, в этот цилиндр проникло сравнительно большое количество воды, которая не могла уйти через предохранительные клапана, имевшие обычные размеры. Поршень ударился о заключенную между ним и днищем цилиндра воду. Живая сила движущихся масс, в особенности махового колеса, стремилась заставить поршень двигаться дальше. При этом сила реакции, передаваясь через поршень, поршневой шток, крейцкопф, шатун и кривошип наружу и вызвав деформации этих частей, сломала подшипник стороны низкого давления, как это изображено на фиг. 831; вал махового колеса на стороне низкого давления начал перемещаться наружу и этим вызвал поломку подшипника и на стороне высокого давления. Линия излома в корпусе подшипника стороны низкого давления идет по $a\,b$, приблизительно под углом в 45°, а линия излома крышки, перекрывающей нижнюю часть, по $c\,d$. Во всех поверхностях излома материал оказался доброкачественным.

Фиг. 831.



Этот пример аварии показывает, насколько нецелесообразно вести конструкцию так, чтобы самое слабое место при подобной катастрофе находилось там, где случайная поломка может вызвать весьма значительный материальный ущерб и большую потерю времени, как это имело место в данном случае. Правильнее придавать конструкциям такие формы и размеры, чтобы в случае деформации или поломки какой-либо детали машину можно было вполне восстановить с небольшими затратами и в короткий срок. В рассмотренном примере эта цель была бы достигнута, если бы самую слабую часть конструкции составляли болты основания цилиндра и его крышечные болты. При достаточной вязкости материала этих болтов в случае гидравлического удара происходило бы более или менее значительное „отжимание“ основания и крышки цилиндра. Даже разрыв нескольких болтов не имел бы существенного значения.

Корпус подшипника у изображенного места излома нужно рассчитывать так, как если бы это поперечное сечение принадлежало криволинейному призматическому брусу, внутренние волокна которого имеют радиус кривизны ρ (примерно, 8 до 10 *мм*), тогда как средняя линия изогнута по радиусу $r = \rho + e$, где e обозначает расстояние центра тяжести сечения излома от внутреннего волокна. При этом укрепляющему влиянию крышки не следует придавать большого значения. Такое влияние имело бы место лишь в том случае, если бы перекрывающий край крышки хорошо прилегал к нижней части подшипника или, что̀ еще лучше, если бы он с самого же начала был надвинут на усиливаемую им часть с известным натягом (тугая посадка).

Подробнее об этом см. Z. d. V. d. I., 1901, стр. 1567 и сл.; 1902, стр. 141 и сл., или M. ü. F., Heft 4, 1902, стр. 35 и сл.; E. u. F., § 56, п. 3; также Z. d. V. d. I., 1903, стр. 1594 и сл. Ср. также том I, стр. 50 и сл.

На табл. 78 и 79 изображена двойная (двухбалочная, двухсторонняя) рама, называемая также вильчатой. Эта рама является частью прямоточной паровой машины Зигенского машиностроительного завода. Машина — с конденсацией, диам. цилиндра 350 *мм*, ход 400 *мм*, $n = 225$, рабочее давление 9 *ати*. Эта форма рамы, уже давно принятая для двигателей внутреннего сгорания, с подшипниками для вала по обеим сторонам кривошипного колена, представляет перед байонетной рамой с лобовым кривошипом, табл. 73 и 74, преимущество меньшей работы трения в подшипниках (меньший диаметр при большей длине цапфы вала), меньшего напряжения на изгиб и меньшей деформации, соотв. меньшего веса отливки. Поэтому в связи с повышением давлений пара и скоростей она все больше укореняется и в области постройки паровых машин [1]). Для того, чтобы горизонтальный изгибающий момент обеих балок был мал, плечо m момента необходимо делать малым. Увеличивая высоту стенок обеих балок и правильно распределяя площади в поперечном сечении их, можно достигнуть того, чтобы центр тяжести последнего располагался возможно ближе к силе P, действующей по оси цилиндра, что̀ имеет следствием уменьшение вертикального момента изгиба. Поперечные сечения в месте перехода балки в собственно направляющую часть станины принадлежат криволинейной балке. Поэтому их следует усиливать и выполнять переход по возможно большому радиусу кривизны. Сила S, действующая вдоль шатуна (стр. 411), при хорошем выполнении машины и уходе за ней распределяется здесь поровну на оба подшипника, так что $P_1 = \frac{S}{2}$.

На табл. 80 показана рама четырехтактного двигателя простого действия завода Дейтц. Цилиндр (внутренний диаметр 500 *мм*, см. стр. 541 и сл.) служит одновременно направляющим органом для поршня, имеющего вид крейцкопфа и изображенного на фиг. 763 до 767, стр. 344. Многие заводы, учитывая сравнительно высокое давление в камере сгорания, связывают цилиндр при помощи прочных тяг с коренными подшипниками. Задняя часть рамы служит водяной рубашкой для цилиндра.

---

[1]) Относительно применения больших байонетных рам в Америке см. Риппель (P. Rieppel), „Der Grossmaschinenbau in Amerika“, Z. d. V. d. I., 1909, стр. 2029 и сл.; примеры конструкций приведены в книге Гюльднера, указанной в выноске на стр. 42 настоящего тома.

На фиг. 1 табл. 63 изображена рама трехступенчатого воздушного компрессора конструкции машиностроительного завода Эслинген, в которой составляющие одно целое цилиндры среднего и низкого давления одновременно служат и для направления поршня.

В отношении многочисленных конструкций вертикальных направляющих органов, которые, в зависимости от типа, величины и скорости машины, бывают весьма разнообразны, отсылаем читателя к специальным трудам. В качестве примера приведем здесь так называемую А-образную (двуногую) станину двигателя Дизеля с диаметром цилиндра 335 *мм* и ходом 500 *мм*, фирмы Фр. Крупп. Эта конструкция широко применяется в стационарных машинах средних мощностей *). Как показывает табл. 81, станина состоит из водяной рубашки цилиндра, к которой примыкают две широко расставленные ноги. Между ними остается много места, что облегчает доступ к механизму движения машины. Станина прикреплена болтами к особой основной плите, несущей подшипники коленчатого вала. Для того, чтобы при подтягивании крепежных болтов в станине не возникали добавочные напряжения, ноги должны быть тщательно пригнаны к плите. Каким образом все действующие силы (в осевом направлении—давление газообразных продуктов сгорания и силы инерции движущихся вверх и вниз масс; в горизонтальном направлении—давление на направляющие) распределяются между отдельными болтами, вызывая при этом напряжения в ногах станины и в основной плите,—определить расчетным путем с достаточной степенью точности весьма трудно. Поэтому для обеспечения большого запаса прочности расчет ведут большею частью с той неблагоприятной предпосылкой, что соединение ног станины с основной плитой является свободно податливым (подвижным) и что общее усилие распределяется между болтами равномерно. Это общее усилие для нормальных двигателей постепенного сгорания (дизелей) обычно определяется, исходя из максимального давления продуктов сгорания в 38 *атм*. Однако, верхняя часть водяной рубашки может испытывать, вследствие затягивания крышечных болтов, значительно более высокое напряжение (стр. 510). Основная плита должна воспринимать силы, передаваемые на нее ногами станины и валом. В какой мере соединение этой плиты с фундаментом увеличивает ее прочность и жесткость, зависит от настолько неопределенных влияний, что при расчете безопаснее не принимать во внимание этого обстоятельства. При монтаже нужно следить за тем, чтобы плита не подвергалась добавочным напряжениям [1]), вследствие затягивания фундаментных болтов.

Коренные подшипники.

В коренных подшипниках горизонтальных поршневых машин, в которых давление на цапфы дает значительные горизонтальные составляющие, меняющие свое направление, вкладыши должны допускать регулировку в горизонтальном направлении в целях устранения зазора, являющегося следствием износа. Это требование обусловливает в горизонтальных машинах, в которых обычно имеют

*) Примерно, до 200 *л. с.* в одном цилиндре. [*Ред.*].

[1]) Упрощенным расчетом двуногой станины и основной плиты занимается Гюльднер на стр. 97 своей книги [стр. 95 и сл. русск. перев. изд. 1916 г., стр. 102 и сл. изд. 1927 г.], упомянутой в выноске на стр. 42 настоящего тома.

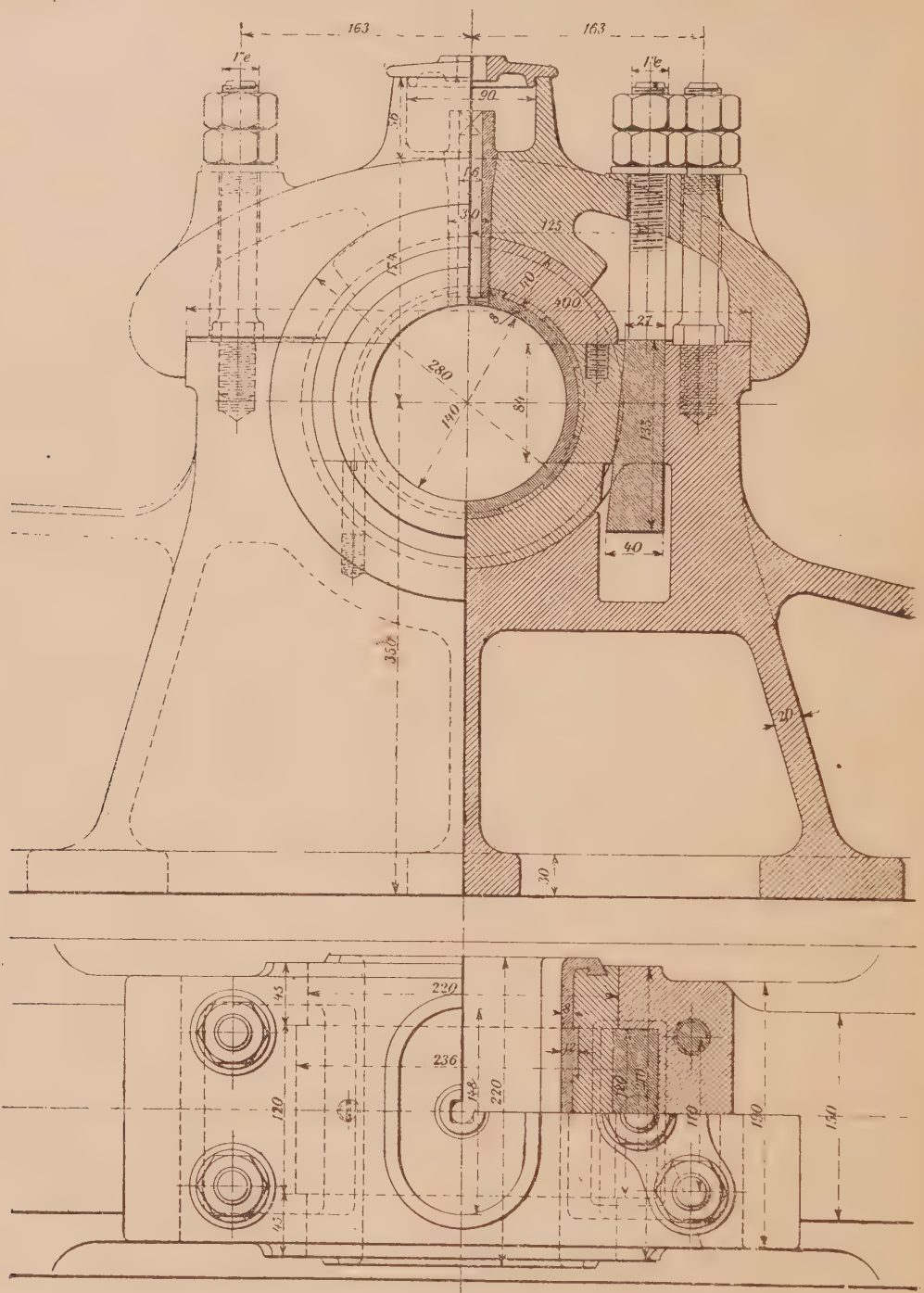
место и значительные вертикальные силы, применение вкладышей, разъемных на три и на четыре части. Так как часть полного опорного давления, вызываемая горизонтальной составляющей давления на цапфу кривошипа, вообще говоря, значительно больше части, обусловленной весом махового колеса, то коренные подшипники обычно делают регулирующимися только в горизонтальном направлении. Компенсирование зазора, образующегося в вертикальном направлении, которое при переменных силах должно производиться постоянно, а в остальных случаях только после появления признаков значительного износа, достигается периодической—по мере надобности—обработкой горизонтальных плоскостей стыка вкладышей, если уже при расточке и пришабривании вкладышей между поверхностями их стыка не были помещены прокладки из тонкого листового железа различной толщины. В последнем случае для уничтожения зазора достаточно вынуть прокладку соответствующей толщины и затянуть болты крышки подшипника. Происходящий при этом сдвиг оси вала в вертикальном направлении не всегда может быть допущен; если вал лежит на многих опорах, то неравномерное опускание подшипников может вызвать в нем опасное повышение напряжения [1]). Если не предусмотрено особых регулирующих приспособлений (ср. фиг. 3 табл. 76), то этой опасности можно избежать только подклиниванием всего подшипника или же новой обработкой всех неизношенных или менее изношенных вкладышей.

Боковая регулировка вкладышей производится с помощью вертикальных клиньев, как показано, напр., на фиг. 832, или горизонтальных установочных винтов, нарезка для которых сделана непосредственно в стенках корпуса подшипника (см., напр., табл. 63 и 74); иногда для них устраивают особые гайки в корпусе подшипника. Применение клина дает возможность располагать регулировочное приспособление по обеим сторонам отверстия для вала, что представляется безусловно более совершенным. Впрочем, часто признается достаточной и односторонняя (несимметричная) регулировка вкладышей. В этом случае клин располагают сзади, чтобы не ослаблять передней части корпуса подшипника. Вредное влияние такого одностороннего сдвига оси вала на положение поршня в цилиндре может быть при этом уменьшено, если приспособления для регулировки вкладышей головок шатуна сконструировать таким образом, чтобы при подтягивании их они смещали поршень в противоположных направлениях. Если имеется неподвижный наружный (выносной) подшипник, то односторонняя регулировка коренного подшипника будет вызывать все возрастающий перекос оси вала относительно оси выносного подшипника. На вредные последствия этого уже было указано на стр. 62 и 71. При двухсторонней регулировке этого перекоса можно избежать. Все же заслуживает внимания то обстоятельство, что при двухсторонней регулировке возрастает опасность от неумелого обращения, напр., от компенсирования зазора в направлении, противоположном требуемому.

Конструкция подшипника по фиг. 1 табл. 73 для настоящего времени является устаревшей. Она сохранена в атласе из соображений, указанных в конце выноски на стр. 473. Установочные винты обоих клиньев предохранены от смещения в осевом направлении посредством заплечика и гайки, которые опираются на крышку подшипника, перекрывающую его корпус. Этот способ предохранения винтов от осевого

[1]) Оно может быть определено аналитически по способу, указанному на стр. 112 настоящего тома.

Фиг. 832.

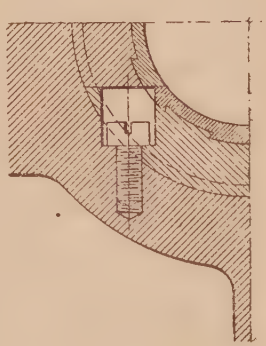


сдвига представляется в принципиальном отношении несовершенным, так как установка и регулировка клина может производиться только при закрытом подшипнике, и для всякого осмотра цапфы и вкладыша необходимо предварительно удалять крышку вместе

с клиньями. Однако, опыт и сноровка, необходимые вообще для правильной регулировки подшипников, помогают, повидимому, успешно справляться с этим недостатком, так как он встречается и в более новых конструкциях. Для того, чтобы при новой сборке все части заняли надлежащее взаимное положение, крышка подшипника опирается на корпус, перекрывая его имеющимися на ней закраинами. С этой же целью смазочная трубка пригнана в крышке и вкладыше, что усложняет как обработку крышки, так и пользование ею для регулировки в вертикальном направлении. Толщина бронзовых вкладышей в этом подшипнике взята слишком малой, особенно, если принять во внимание неизбежно наступающий износ. В осевом направлении нижний и боковые вкладыши предохранены от смещения закраинами. Верхний вкладыш фиксирует своим заплечиком положение крышки, положение же самого вкладыша определяется заплечиком на валу. Нижний вкладыш можно вывернуть из подшипника, не поднимая вала.

Регулировкой при помощи клина, но только с одной стороны, снабжен также подшипник конструкции Дерфеля (Dörfel[1]), изображенный на фиг. 832. В целях удешевления производства оба боковых вкладыша делают, однако в большинстве случаев симметричными (ср. стр. 480). По этой же причине в подшипнике имеется и особый верхний вкладыш, хотя делать его отдельным от крышки, если она не воспринимает давления, нет необходимости. Сохранение верхним вкладышем правильного положения относительно крышки обеспечивается ввинченной смазочной трубкой. Горизонтальное давление, приходящееся на переставную колодку регулировочного устройства, дает по оси винта силу, направленную вниз, вследствие чего установочный винт опирается только вверху. Когда верхняя гайка отпущена, нижнюю можно свободно вращать и таким образом установить клин, как это требуется. Крышка подшипника обхватывает только верхний вкладыш. Вследствие этого, при одностороннем подтягивании крышечных болтов (чего нельзя предупредить ее закраинами) может произойти перекос крышки и регулирующих клиньев. Это в свою очередь может затруднить их перестановку и, вследствие реакции наклонной плоскости клина на боковой вкладыш, привести к неправильной установке последнего. Показанный на фиг. 832 слева винт с прорезью (без головки) должен обеспечивать положение нижнего вкладыша относительно корпуса подшипника; вместе с тем он дает возможность вынутый (с помощью рыма, ввинченного в нарезанное отверстие) вкладыш быстро и точно установить в прежнем положении. Наконец, при поворачивании вала во время пришабривания нижнего вкладыша этот винт удерживает последний от вращения вместе с валом. Изображенная на чертеже форма этого стопорного устройства (точно пригнанный направляющий винт) требует весьма тщательного выполнения. Проще по конструкции стопор в виде винта с головкой по фиг. 833. В аксиальном направлении положение вкладышей и крышки определяется кольцевым пояском посредине подшипника, при чем для уменьшения работы пригонки этот поясок делают возможно низким. Чугунные вкладыши залиты здесь белым металлом, который в таких подшипниках заслуживает предпочтения перед бронзой (фиг. 1 табл. 73) в виду его большей пластичности. Толщина заливки зависит от состава металла, от выполнения (ср. стр. 217 этого тома) и от ожидаемого

Фиг. 833.



износа ее. Для средних условий работы подшипника величину ее можно брать по ур. (565), стр. 449. В тех случаях, когда верхний вкладыш не несет нагрузки, следовательно, служит только для распределения смазки и для направления боковых вкладышей, его обычно заливают сплавом пониженного качества (ср. по этому поводу стр. 218 настоящего тома) и обрабатывают с таким расчетом, чтобы вал не прилегал к нему.

В подшипнике по табл. 74 регулировка в горизонтальном направлении производится посредством двух установочных винтов, в которые упирается боковой вкладыш, изготовленный из стали или стального литья. Винты эти можно подтягивать при открытом подшипнике. Необходимость равномерной и хорошей (без игры) пригонки винтовой резьбы заставляет отливать корпус подшипника из хорошего чугуна и нарезать в нем гаечную резьбу самым тщательным образом. В других конструкциях можно встретить особые вставные гайки из бронзы. В осевом направлении положение вкладышей фиксируется здесь боковыми закраинами (бортами). При больших размерах вкладышей эти закраины препятствуют плотной пригонке их к корпусу подшипника, равно как и удалению их из корпуса посредством поворота. Поэтому некоторые заводы заменяют закраины особыми, отдельными от вкладыша, бортовыми дисками, привинчиваемыми к корпусу подшипника или к его крышке (ср. табл. 78 и фиг. 1 табл. 79). Смазочные канавки в ненагруженном верхнем вкладыше подшипника по табл. 74 служат лишь распределительными канавками, в остальных же нагруженных вкладышах они расположены так, что вращением цапфы масло увлекается по направлению к середине подшипника. Это представляется целесообразным, так как, вследствие более высокого давления в середине подшипника (ср. фиг. 549, стр. 7), масло стремится течь наружу.

В подшипнике рамы по фиг. 1 табл. 79, конструкции Зигенского машиностроительного завода, перестановка клина производится независимо от крышки, благодаря чему при надевании и затягивании крышки не приходится изменять правильного положения бокового вкладыша, которое было найдено пришабриванием его к валу. Регулировочный клин устроен только на задней стороне подшипника; при этом боковые вкладыши сконструированы так, что недопустимый односторонний сдвиг вала (ср. стр. 477) может быть компенсирован посредством прокладок. Одностороннее подтягивание болтов крышки не изменяет положения боковых вкладышей (ср. стр. 479). Закраина крышки, перекрывающая корпус, указывает на стремление по возможности увеличить момент инерции опасного в отношении излома поперечного сечения. Необходимая плотная посадка крышки затрудняет удаление ее. Применяемое для этой цели в данной конструкции подвешивание крышки посредством рыма к тали с одновременным сколачиванием ее с помощью молотка в случае больших подшипников лучше заменить отжиманием посредством особых винтов, предупреждающих стремительное подскакивание крышки в момент освобождения ее и облегчающих также посадку ее снова на место. Для уменьшения работы по пригонке вкладыши сделаны гладкими, т.-е. без закраин; в аксиальном направлении их положение фиксируется особыми бортовыми кольцами. Последние, кроме того, улавливают выступающее из подшипника масло, которое они отводят в корыто (поддон) кривошипа, откуда оно течет в масляный фильтр (фиг. 2 табл. 79). Отсюда масло подается циркуляционным насосом в резервуар — так называемый масляный горшок (фиг. 3 табл. 79), расположенный в верхней точке направляющей; резервуар соединен маслопроводами со всеми местами смазки, как это подробнее объяснено на стр. 220 и сл. настоящего тома.

Для улавливания масла, разбрызгиваемого цапфой кривошипа, служит чугунный колпак (щиток) с обработанными для обеспечения непроницаемости поверхностями стыка и внутренними ребрами, облегчающими сток масла в поддон. Многие фирмы, в целях уменьшения веса щитка, применяют в подобных случаях конструкции из тонкого листового железа (ср., напр., фиг. 4 табл. 63), при чем, однако, для обеспечения необходимой плотности стыков, исключающей пропускание масла, приходится мириться с значительно бо́льшим количеством работы. В тихоходных машинах эти приспособления можно изготовлять более простыми, следовательно, и более дешевыми. В машинах со средней скоростью крейцкопфа от 1,5 до 2 *м/сек* достаточно установить на продолжении шатуна щиток, который будет улавливать масло, отбрасываемое цапфой. Последнее собирается в поддоне, который необходим, чтобы предохранить фундамент от масла, действующего на него разрушительным образом. В конструкциях, изображенных на табл. 78 и 80 этот поддон отлит за одно целое с рамой, что́ при станинах этого рода получается само собой. В случае байонетных рам, табл. 74, такое устройство корыта затрудняет при малой толщине стенок отливку вследствие большой поверхности его охлаждения, а, кроме того, форма корыта осложняет установку и закрепление рамы на станках для механической обработки. Если поэтому отказаться от отливки поддона за одно целое со станиной, то уплотнение стыка между обеими этими частями должно быть выполнено с должной тщательностью. Конструкция по табл. 74 ограничивается обработкой узкой поверхности стыка, в других конструкциях его зачеканиваю еще медью. От прокладывания органических уплотнительных материалов (например, картона) в таких местах, как здесь, где замена его затруднительна, следует отказаться. Если стык расположен так, что защищен от движения воздуха, то часто бывает достаточно устройства простой, но правильно ориентированной кромки, чтобы при помощи нее направить поступающее сверху масло в поддон (ср. табл. 77).

Аналогичные меры применяют и в отношении станин быстроходных вертикальных машин. Сюда относятся, например, совершенно закрытые коробчатые станины двигателей Дизеля. Двуногая (А-образная) станина снабжается привинченными к ней сбоку крышками из тонкого листового железа. При среднем числе оборотов, чтобы предупредить разбрызгивание масла, достаточно ограничить величину отверстий необходимыми размерами, табл. 81. Но и в этих случаях отверстия следует закрывать, если приходится считаться с возможностью загрязнения масла извне, например, при пыльном воздухе.

Подшипник по фиг. 3 табл. 75, конструкции завода Зак и Киссельбах (Sack & Kiesselbach, G. m. b. H., Düsseldorf-Rath), является частью рамы прямоточной паровой машины с диаметром цилиндра 1050 *мм* и ходом поршня 1300 *мм* при 90 оборотах в минуту. По данным фирмы, подшипник получает от давления пара нагрузку 108 000 *кг*, а от маховика 39 000 *кг*. Также и здесь регулировка вкладышей производится только с одной стороны, но может быть устроена и двухсторонней. Установочный винт клина сделан независимым от крышки. Он проходит через гайку, неподвижно закрепленную в раме выше клина. Винт стопорится в требуемом положении посредством второй гайки, которая опирается на распорную трубку. Обе гайки расположены так, что подтягивание предохранительной гайки не может вызвать ослабления клина.

В то время, как в описанных до сих пор конструкциях вкладыш можно было пригонять к цапфе только соответственно спокойно действующей вертикальной нагрузке (посредством косой расточки корпуса подшипника и пришабривания нижнего вкладыша под нагрузкой), в данном случае (фиг. 3 табл. 75) сделана попытка сконструировать подшипник, саморегулирующийся и в отношении меняющейся силы поршня. Опираясь на свой опыт, фирма считает эту подвижность для больших подшипников целесообразной. Поэтому опорная поверхность нижнего вкладыша в станине сделана не цилиндрической, как обычно, а плоской; вкладыш может поворачиваться около своей короткой вертикальной цапфы, так что его можно вынуть из подшипника, только приподняв вал на величину, равную длине этой цапфы. Клинья прилегают к корпусу подшипника полуцилиндрическими поверхностями и могут поворачиваться вместе с боковыми вкладышами [1]) около вертикальных осей этих цилиндров.

Верхний вкладыш удерживается в своем положении благодаря пригонке к раме как в направлении оси цапфы, так и в перпендикулярном к нему; другими словами, он неподвижен. Делать подвижным также и верхний вкладыш в данном случае нет надобности, так как для восприятия действующих на подшипник сил достаточно трех остальных вкладышей. Для того, чтобы при затягивании болтов крышки верхний вкладыш не оказался (по недосмотру) слишком сильно прижатым к боковым вкладышам и этим не повлиял в сторону уменьшения их подвижности, между вкладышами помещены деревянные прокладки. Связь заливки из белого металла с телом вкладышей в нижнем из них выполнена по способу, описанному в последнем абзаце стр. 216 настоящего тома; в верхнем и боковых вкладышах эта связь осуществлена при посредстве перфорированного листа из литого железа, который пригнан к телу вкладыша и свинчен с ним. Для того, чтобы металл крепко пристал к этому листу, он должен быть сделан из светлого железа и хорошо облужен (ср. также описание скелетного подшипника завода „Глико“ на стр. 217).

Подшипник снабжается маслом посредством двух трубок, присоединенных к системе циркуляционной смазки (ср. стр. 220 этого тома). Трубка, поставленная посредине крышки, приспособлена для обыкновенной фитильной смазки и служит временным резервом на случай прекращения действия циркуляционной смазки. Имеющимися в крышке, сверх того, двумя большими отверстиями можно пользоваться для того, чтобы задавать на вал масло ручной масленкой, либо заполнять их густой смазкой, которая при слишком сильном нагревании подшипника разжижается и на короткое время усиливает смазку. В нижнем и в боковых вкладышах смазочных канавок нет; в верхнем вкладыше выбраны распределительные канавки, расходящиеся от мест подвода масла. Особого охлаждения не предусмотрено, так как надобности в нем нет.

Главные подшипники вертикальных машин почти всегда делаются разъемными на две части, так как горизонтальные силы обычно не настолько велики, чтобы вызывать сколько-нибудь заметный износ. В связи с этим, в тех случаях, когда не требуется искусственного охлаждения, здесь довольно часто применяется кольцевая смазка, которую трудно применить в подшипниках, разъемных на несколько частей. Подобный подшипник с кольцевой смазкой, по своему кон-

[1]) Ср. герм. пат. № 36 213, выданный Гоппе (C. Hoppe).

структивному выполнению мало отличающийся от тяжелого трансмиссионного подшипника, изображен на табл. 81. О регулировке в вертикальном направлении см. стр. 477 и сл.

Изображенная на фиг. 3 табл. 76 конструкция машиностроительного завода Динглера (Dingler'sche Maschinenfabrik A.-G., Zweibrücken) допускает регулировку как в горизонтальном, так и вертикальном направлении. Фирма применяет эти подшипники для валов, покоящихся на трех или более опорах, чтобы устранить отмеченные на стр. 477 недостатки, обусловленные различным износом отдельных подшипников. По указанию фирмы, эти подшипники заслуживают особого предпочтения для рудничных подъемных машин с электрическим приводом. Горизонтальная регулировка сконструирована односторонней. Установочный винт клина сделан независимым от крышки, как в конструкции по фиг. 3 табл. 75, но в отличие от нее имеет точку опоры в бронзовой гайке, укрепленной в корпусе подшипника ниже клина. Вследствие этого, подтягивание стопорной гайки, опирающейся на распорную трубку, вызывает сопротивление трения не в гайке регулировочного устройства, как в конструкции по фиг. 3 табл. 75, а в заплечике, которым установочный винт опирается на нижнюю поверхность клина. Плоская направляющая поверхность последнего не позволяет ему следовать за самопроизвольным вращением винта (ср. также подшипник по фиг. 1 и 4 табл. 79).

Регулировка положения оси подшипника в вертикальном направлении производится с помощью пары горизонтальных клиньев, расположенных под корпусом подшипника и перемещаемых посредством одного винта с правой и левой резьбой. При подъеме торцевые поверхности основания (подошвы) подшипника скользят по соответствующим направляющим поверхностям основной плиты. Для того, чтобы середина подшипника перемещалась действительно только в вертикальном направлении, необходима точнейшая обработка и достаточная высота направляющих поверхностей, а также тщательная установка и полная симметричность клиньев и обеих нарезок винта. Смазка производится с помощью капельной масленки. Стекающее масло направляется кольцами в маслоуловители, из которых оно поступает в закрытую со всех сторон центральную полость в корпусе подшипника. Отсюда его следует время от времени выпускать с помощью крана, установленного на высоте верхнего уровня масла. Заливка вкладышей баббитом достигает у их торцевых поверхностей такой ширины, что создается достаточная опорная поверхность для имеющегося на валу заплечика, которым он должен быть снабжен у одного из подшипников для обеспечения своего аксиального положения.

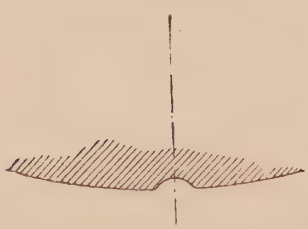
В описанных подшипниках горизонтальных кривошипных машин болты крышки не испытывают вовсе нагрузки от давлений на цапфу, или же испытывают ее в малой степени. Вследствие этого, диаметр этих болтов не зависит от давлений на цапфу. Тем не менее, последние часто кладут в основу расчета диаметра крышечных болтов, при чем значение k_z принимают выше, чем указано на стр. 198 настоящего тома. Толщина крышки определяется затем в зависимости от сил, действующих на нее при затягивании болтов. Впрочем, иногда необходимость сообразовать размеры крышки с размерами корпуса подшипника, а также соображения производственного порядка приводят к размерам крышки более значительным, чем получающиеся из расчета. При этом надлежит относиться с особым вниманием к возможным деформациям крышки, которые могут привести к защемлению цапфы

или односторонней нагрузке ее и заставляют принимать в расчете сравнительно малое значение допускаемого напряжения на изгиб. Деформацию крышки можно уменьшить, конструируя подшипник таким образом, чтобы сила затяжки болтов воспринималась опорными поверхностями крышки, расположенными центрально относительно оси соответствующего болта, или же пользуясь подкладками под краем крышки, как показано на табл. 80.

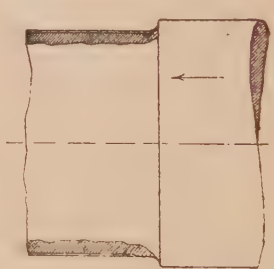
В вертикальных машинах болты крышки следует рассчитывать по усилиям, действующим на них во время работы машины, в число которых, в случае быстроходных машин, входят и силы инерции, притом — не только возвратно-поступательно движущихся частей, но также и вращающихся, поскольку они не уравновешены (ср. стр. 428). К напряжениям, вызываемым в крышечных болтах силами, действующими в условиях нормальной работы, в машинах с многими подшипниками могут присоединиться еще добавочные напряжения, возникающие — если не касаться дефектов сборки — вследствие того, что одни из вкладышей или цапф изнашиваются сильнее других; в результате этого менее изношенные вкладыши оказываются нагруженными сильнее. В многоколенчатых валах другой причиной того же явления являются крутильные колебания (ср. стр. 126 и сл. настоящего тома). Если на этот счет нет специальных опытных данных, то эти добавочные напряжения учитывают тем, что уменьшают „на глаз“ значение k_z. Кроме того, при определении формы болтов необходимо соблюдать те правила, которые обязательны при динамическом характере нагрузки; ср. стр. 456 и сл., а также стр. 494. В подобных случаях крышка подшипника должна не только сопротивляться действующим на нее силам, но и обладать достаточной жесткостью, чтобы обеспечить возможно более равномерное распределение нагрузки от цапфы между отдельными болтами, так как стремление вала прогнуться прежде всего воспринимается торцевыми кромками подшипника, т.-е. приводит к одностороннему действию сил.

Смазка подшипников, разъемных на несколько частей, осуществляется чаще всего одним из описанных выше способов. Однако, кольцевая смазка, широко применяемая в подшипниках, разъемных на две части (ср. стр. 203 и сл., а также стр. 222 и сл.), здесь применяется редко — главным образом, из тех соображений, чтобы по возможности упростить конструкцию. Кроме того, во многих случаях при больших диаметрах цапф кольца получались бы слишком тяжелыми.

Фиг. 834.



Фиг. 835.



Для обеспечения смазки шеек сильно нагруженных кривошипных валов отдельные заводы снабжают их канавками со скругленными кромками, см. фиг. 834 и 835. Если, кроме того, имеет место аксиальное давление на вал, как это показано стрелкой на фиг. 835, то канавки доводят до заплечика (см. фиг. 835 вверху), в противном случае их делают короче (фиг. 835 внизу). Ср., напр., фиг. 2 табл. 29.

Вал, вращающийся в подшипнике, изображенном на фиг. 3 табл. 75, по сообщению фирмы, также снабжен шестью выфрезерованными в нем продольными канавками.

При оценке подшипников с вкладышами, разъемными на несколько частей, и регулировкой отдельных вкладышей нельзя забывать о том, что правильная регулировка их далеко не так проста, как это многим может показаться с первого взгляда, и что для этой операции часто требуются весьма искусные руки. Кроме того, источники нарушения нормальной работы машины обычно возрастают с числом частей, из которых состоит подшипник.

Крейцкопфы.

При определении размеров поверхностей скольжения направляющих прямолинейного движения и крейцкопфа следует исходить из соображений, связанных с их износом и нагреванием. Что касается, в частности, износа, то его можно компенсировать регулировкой поверхностей скольжения.

Регулировка направляющих может производиться двумя путями: либо сближением двух соответствующих направляющих поверхностей, либо раздвиганием частей крейцкопфа, несущих поверхности скольжения. Выбор первого пути приводит, например, в конструкции направляющих по фиг. 1 табл. 75 к подрезке торцов распорок (колонок) *a* или же к удалению тонких металлических шайб, поставленных в надлежащих местах при сборке направления, на подобие того, как это уже было объяснено при рассмотрении кривошипа с кулиссой, стр. 467 и сл. Второй способ требует наличия регулировочного приспособления у частей, несущих поверхности скольжения (башмаки, колодки, салазки), как показано, напр., на фиг. 5 табл. 72, или же применения тонких металлических прокладок по фиг. 3 табл. 73, фиг. 5 табл. 79, фиг. 6 табл. 82.

Ценность регулировочного приспособления зависит от того, как им пользоваться, и при известных обстоятельствах может стать даже отрицательной. Поэтому необходимо, чтобы правильное обращение с ним не было слишком затруднительным для рабочих той квалификации, какая обычно требуется для ухода за подшипниками. Поскольку в этом отношении результаты будут, как правило, тем лучше, чем ниже будет требуемая квалификация, очевидно, что специальные приспособления для регулировки следует применять лишь там, где имеются, или где можно найти рабочих с соответствующей подготовкой. То же относится и к упомянутой выше обработке распорок. Во всяком случае, желательно, чтобы регулировка требовалась возможно реже, что достигается возможным уменьшением удельного давления между скользящими друг по другу поверхностями. Для заводских паровых машин его максимальное значение (см. выноску 2 на стр. 411) обычно составляет 2 *кг/см*² или, самое большее, 3 *кг/см*² *).

*) Онуин (Unwin) рекомендует давление *k* на направляющих 60 *фун/дм*² (~ 4,2 *кг/см*²) для стали и 40 *фун дм*² (~ 2,8 *кг/см*²) — для чугуна. На практике допускают следующие удельные давления на параллелях:

газовые двигатели	$k = 2$ до 3 *кг/см*²
судовые машины	4 „ 5 „
крупные военные суда	5 „ 6 „
паровозы	— „ 6 „
миноносцы	6 „ 8 „

Регулировка расстояния между направляющими поверхностями при помощи прокладок из тонкого листового металла, если ее поручить неопытному лицу, может привести к самым серьезным последствиям, так как зазор между крейцкопфом и направляющими может оказаться уменьшенным до такой малой величины, что какая-либо случайность в эксплоатации (различное нагревание крейцкопфа и направляющих) может обратить его в нуль и, как следствие этого, вызвать заедание.

Если путем рационального устройства смазки поверхностей скольжения позаботиться о поддержании состояния, приближающегося к условиям жидкостного трения, то этим удается удержать трение и нагрев внутри допустимых пределов, вследствие чего указанные выше обычные значения удельного давления могут быть допущены и в настоящее время, хотя средняя скорость крейцкопфа повысилась до 4 или 6 *м/сек*. Скорость 6 *м/сек* встречается в крупных машинах, у которых направляющие обычно искусственно охлаждаются водой. Следует, впрочем, заметить, что отливка, которая, в целях подвода воды, должна быть снабжена полыми стенками, в случае чрезмерного нагрева (при защемлении крейцкопфа или при случайном отсутствии воды) сравнительно легко разрывается.

При суждении о том, возможно ли чрезмерное нагревание направляющего устройства, играет роль не только площадь башмака, по величине которой определяется удельное давление, но и площадь направляющей (параллели), а также связанная с нею величина поверхности излучения всей части машины. Условия работы этих деталей аналогичны условиям работы цапф (стр. 47 этого тома). Весьма важно, чтобы вся теплота, развивающаяся от трения, отводилась наружу при не слишком высокой температуре поверхностей скольжения. Следовательно, влияние оказывают не только удельное давление, состояние поверхностей скольжения, совершенство соприкосновения их, качество смазки и род смазочного материала, но и отвод теплоты посредством излучения и конвекции. Так, например, отвод теплоты потоком воздуха становится значительно менее энергичным, если внутренние части направляющих поверхностей маслонепроницаемо отделены от наружного воздуха (стр. 493). Примыкающий цилиндр с перегретым паром может даже еще подводить тепло. Поэтому рекомендуется по возможности уменьшать этот подвод тепла, делая узкими поверхности соприкосновения обоих фланцев.

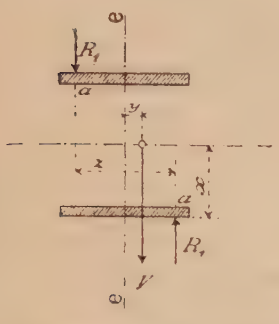
Неправильными следует считать такие конструкции крейцкопфов, в которых оси цапф (крейцкопфных пальцев) не лежат в средней плоскости $e\,e$, фиг. 836, 837 и 838, поверхностей скольжения, т.-е. такие, в которых плечо y давления V на направляющую отлично от нуля. Возникающий при этом момент Vy оказывает такое же вредное влияние, как и момент Rx, упомянутый в выноске 1 на стр. 472.

Если представить себе крейцкопф, у которого длина поверхности скольжения равна l, ширина b, а y равно нулю, то удельное давление на поверхности скольжения будет равно (если пренебречь влиянием трения на направляющих) $k = \frac{V}{b\,l}$, т.-е. будет одинаковым для всех элементов этой поверхности. Если теперь размер l удли-

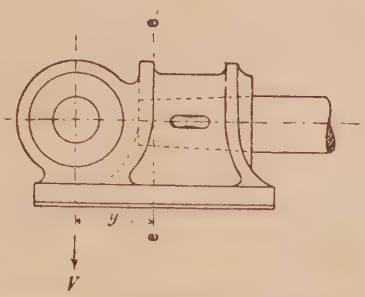
В машинах военных судов встречаются еще более высокие значения k — до 10 *кг/см²*. Так как эти машины работают с максимальной нагрузкой и наивысшей скоростью лишь изредка и каждый раз в течение сравнительно короткого времени, то указанное значение не представляется опасным, тем более, что параллели мощных судовых машин почти всегда охлаждаются водой. [*Ред.*].

нить в одну сторону на $2a$, то получится $y = a$, и удельное давление будет для отдельных элементов различно по величине. С той степенью точности, с какой на этот случай может быть распространена общая формула теории изгиба [том I, ур. (85), стр. 45] и в пределах той области, для которой это непосредственное

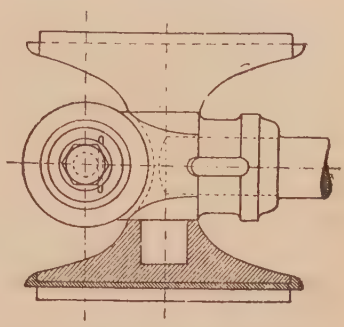
Фиг. 836.



Фиг. 837.



Фиг. 838.



распространение представляется допустимым [1]), наибольшее значение k определяется из уравнения

$$k_1 = \frac{V}{b(l+2a)} + \frac{Va}{\frac{1}{6}b(l+2a)^2} = V\frac{8a+l}{b(l+2a)^2}.$$

Так как случай $a \geqq l$ здесь не встречается, то очевидно, что, пока $a > 0$, до тех пор и $k_1 > k$ *). Отсюда видно, что увеличение длины l, в виду его одностороннего характера, не представляется выгодным. Отсюда же следует, что a должно быть равно нулю, а следовательно должно быть равно нулю и y.

Далее, для машин с большим числом оборотов непригодны крейцкопфы с настолько несимметричным (односторонним) распределением масс, что центр тяжести крейцкопфа далеко отстоит от оси поршневого штока. Подобная конструкция показана на фиг. 839. Она сходна с теми, которые особенно часто встречаются в американских паровозах. Упомянутое расстояние обозначено на этом чертеже через y. Силы инерции крейцкопфа, вызываемые переменными ускорениями и замедлениями, дают проходящую через центр тяжести крейцкопфа равнодействующую, величина которой K определяется по ур. (536) и (537), стр. 400. Эта сила дает относительно оси крейцкопфного пальца опрокидывающий момент Ky. Для одного такого крейцкопфа автор определил собственный вес около 150 *кг* и расстояние $y = 120$ *мм*. При длине хода поршня 600 *мм*, $n = 210$ оборотов в минуту и $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, сила инерции получается по ур. (537) равной

$$K = \left(\frac{210}{30}\right)^2 \cdot 150 \cdot 0{,}3\left(\cos\varphi \pm \frac{1}{5}\cos 2\varphi\right),$$

[1]) Подробнее об этом см. в E. u. F., § 45 c.

*) Это положение легко получается из неравенства

$$k_1 = \frac{V(8a+l)}{b(l+2a)^2} > k = \frac{V}{bl},$$

которое после очевидных упрощений дает

$$(l+2a)^2 < l(8a+l)$$

и

$$a < l$$

[*Ред.*].

а ее наибольшее значение, соответствующее $\varphi = 0$,

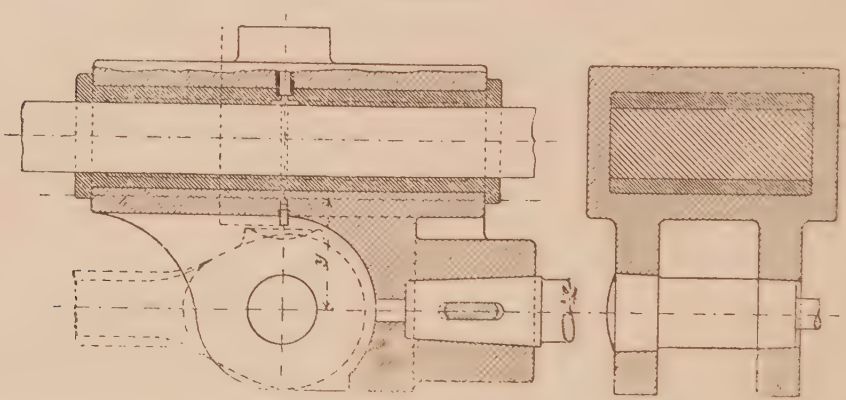
$$K_{max} = \left(\frac{210}{30}\right)^2 \cdot 150 \cdot 0{,}3 \left(1 + \frac{1}{5}\right) = 2646 \text{ кг}.$$

Таким образом, максимальный опрокидывающий момент

$$K_{max} \cdot y = 2646 \cdot 12 = 31752 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Это — такие величины, которые способны оказывать на направляющие и поверхности скольжения крейцкопфа весьма вредное влияние.

Фиг. 839.



Крейцкопфы по фиг. 846, стр. 494, конечно, также обладают только-что указанным недостатком, но все же в значительно меньшей степени, чем крейцкопф по фиг. 839. Во всяком случае, можно посоветовать, применительно к быстроходным машинам вообще, относиться с должным вниманием к встречающемуся иногда несимметричному распределению масс в крейцкопфе.

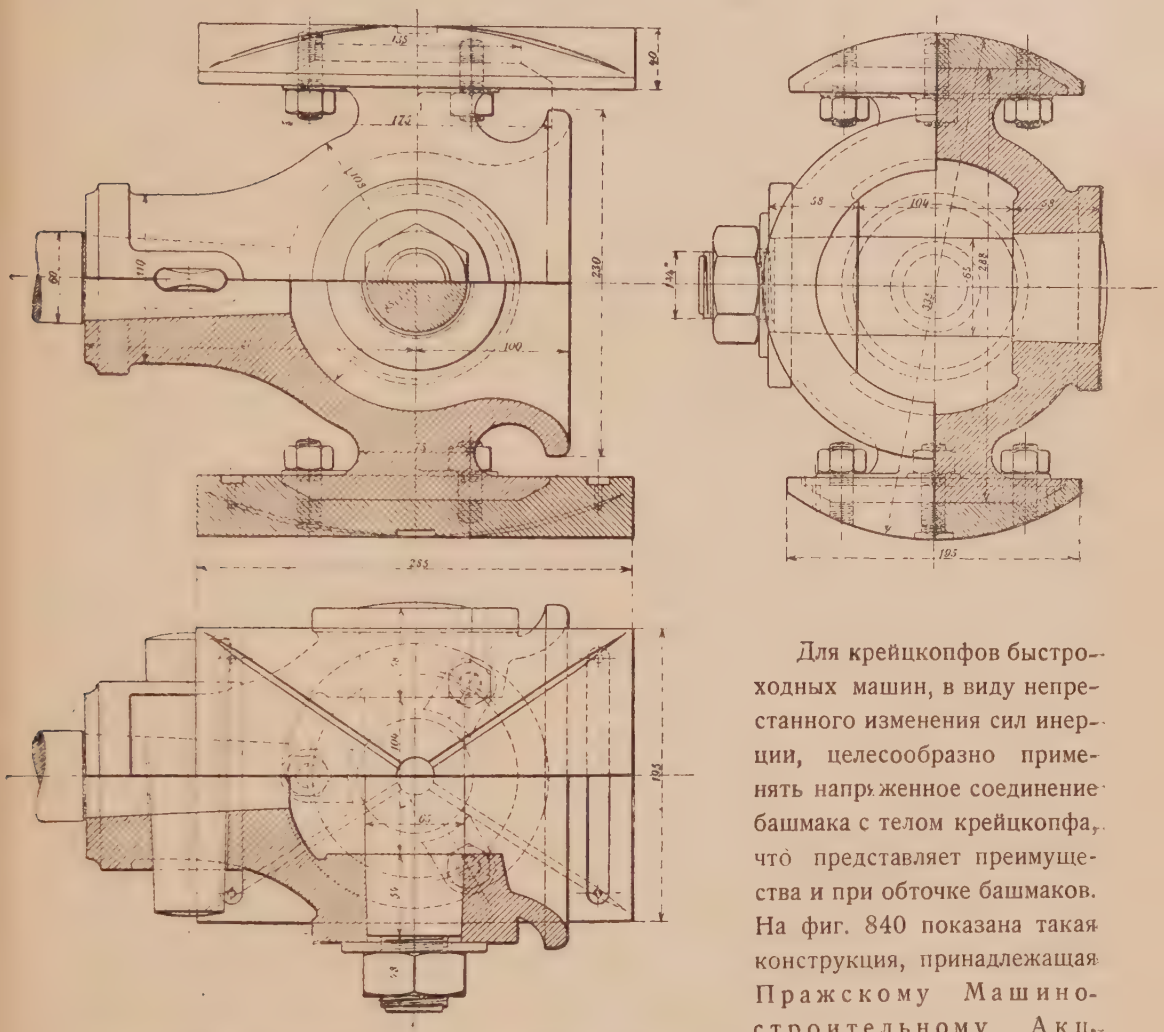
Неравномерное распределение давления по рабочей поверхности может быть обусловлено и тем, что поршневой шток прогибается книзу под влиянием веса поршня; при неподатливом закреплении штока в крейцкопфе это обстоятельство вызывает в месте закрепления изгибающий момент (ср. стр. 490).

Крейцкопф по фиг. 3 табл. 73 снабжен чугунным башмаком с тою целью, чтобы посредством подкладывания кусков тонкого листового металла возможно было компенсировать износ. Относительно связанной с этим опасности ср. замечания на стр. 486. Обычно этими подкладками пользуются для того, чтобы при пуске в ход собранной машины монтер мог установить наименьший допустимый зазор. Основанием к этому служат соображения, изложенные на стр. 424 и сл. Если при этом желательно сохранить центральное положение середины крейцкопфа, то необходимо предусмотреть возможность наращивания подкладками обоих башмаков.

На фиг. 5 табл. 71 изображен крейцкопф с приспособлением для перестановки колодок посредством клиньев. При подтягивании гаек клиньев башмаки, снабженные поверхностями скольжения, перемещаются наружу. Равномерная смазка верхней направляющей осуществляется с помощью полосок войлока $a\,a$, удерживаемых на торцевых поверхностях крейцкопфа с помощью металлических линеек. Это устройство

необходимо, конечно, лишь в тех случаях, когда верхняя направляющая испытывает более или менее значительные давления, как это бывает, напр., в упомянутых выше паровых насосах и т. д.

Фиг. 840.



Для крейцкопфов быстроходных машин, в виду непрестанного изменения сил инерции, целесообразно применять напряженное соединение башмака с телом крейцкопфа, что представляет преимущества и при обточке башмаков. На фиг. 840 показана такая конструкция, принадлежащая Пражскому Машиностроительному Акц.-О-ву (Prager Maschinenbau-A.-G., vorm. Ruston & Co.). Тело крейцкопфа отлито из чугуна; в последнее время для этой детали часто применяют и стальное литье, более надежное в отношении динамических воздействий. Если укрепленные таким способом крейцкопфные башмаки более или менее значительной длины, после снятия с машины, не установить затем снова точно в прежнем положении относительно тела крейцкопфа, то всегда существует опасность, что они будут неравномерно прилегать к направляющей или касаться ее одним краем. Эту опасность можно устранить с помощью точно пригнанного (призонного) штифта, примененного, напр., в конструкции по фиг. 6 табл. 79. Другие способы соединения башмаков с телом крейцкопфа изображены на фиг. 5 и 7 той же таблицы. Первая конструкция, с центрирующей цапфой на башмаке и гнездом для нее в теле крейцкопфа, заслуживает

предпочтения, в виду более простой обработки. Конструкции по фиг. 6 и 7, в которых винты, прикрепляющие башмак к телу крейцкопфа, вставлены со стороны рабочей поверхности башмаков, вызваны стремлением уменьшить высоту последних, а вместе с тем и внутренний диаметр направляющих. Однако, самопроизвольное ослабление этих винтов здесь может быть замечено только по уже наступившему повреждению поверхности параллелей. Для того, чтобы эту возможность уменьшить, винты следует снабжать длинной резьбой малого шага. С этой точки зрения конструкция по фиг. 7 заслуживает предпочтения перед конструкцией по фиг. 6.

На табл. 78 и на фиг. 5 табл. 79 (конструкция Зигенского машиностроительного завода) показано напряженное соединение крейцкопфа с поршневым штоком посредством винтовой резьбы. Навинченная на поршневой шток гайка служит бунтом для сидящего во втулке крейцкопфа перекидного винта, при подтягивании которого торцевая поверхность штока прижимается к дну гнезда в крейцкопфе. Благодаря тому, что резьба гайки и резьба винта — противоположного хода, трение, возникающее между ними при подтягивании, способствует упреплению соединения. Прокладка между штоком и телом крейцкопфа дает возможность точно устанавливать при сборке длину штока.

В другой конструкции того же завода, изображенной на табл. 77, конец штока пропущен сквозь тело крейцкопфа и притянут к нему посредством двух гаек. Последние имеют сферические опорные поверхности, для того, чтобы криволинейный в ненагруженном состоянии шток (ср. фиг. 771, стр. 363) мог беспрепятственно прогибаться под действием веса частей и чтобы затягивание гаек не вызывало момента в месте закрепления штока, ср. стр. 488. По той же причине центрировка штока в крейцкопфе осуществлена здесь с помощью лишь весьма узкой поверхности пояска.

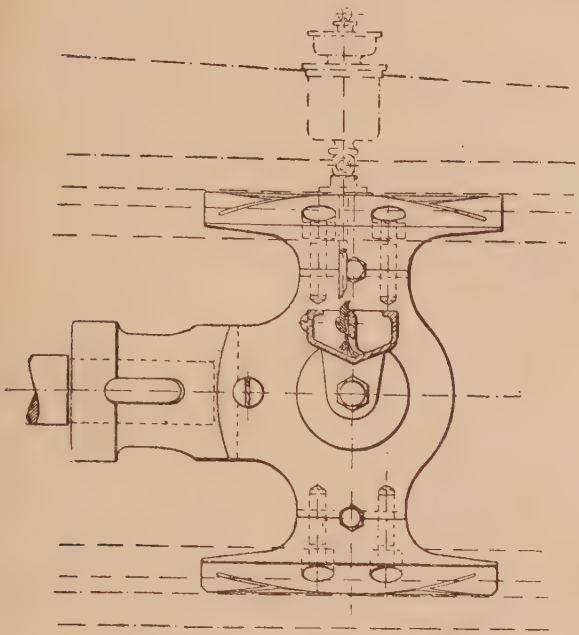
Ту же цель — сделать невозможным появление изгибающего момента в месте закрепления поршневого штока — преследует встречающееся иногда шарнирное соединение башмака с телом крейцкопфа; ср. фиг. 6 табл. 82, конструкция завода бр. Зульцер (Gebr. Sulzer, A.-G., Winterthur). Шток связан с крейцкопфом посредством резьбы. Относительно формы нарезки ср. сказанное на стр. 356 и 357 в разделе „Тело поршня“.

Крейцкопф по фиг. 841 до 844, точно так же литой, испытывает, правда, меньшее сопротивление воздуха, чем крейцкопф по фиг. 840, но принятое в нем устройство смазки делает его непригодным для быстроходных машин, у которых направляющие должны быть с боков закрыты, во избежание выбрасывания капель масла.

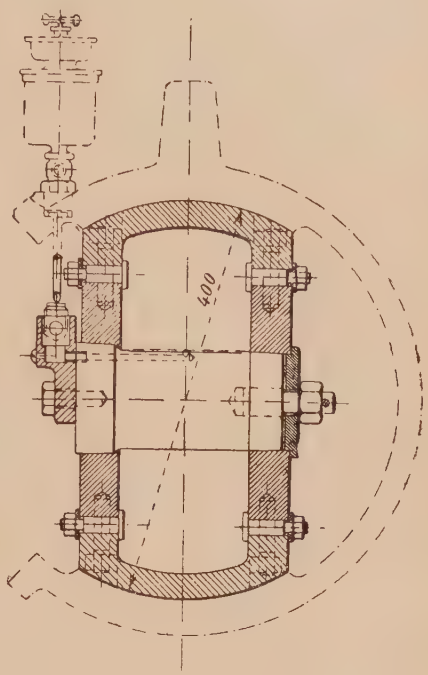
В быстроходных машинах рекомендуется, кроме того, место, откуда поступает смазочное масло, защищать от тяги воздуха, как это сделано, напр., в конструкциях по фиг. 845 (крейцкопф паровоза Вюртембергских государственных жел. дор., со смазкой по фиг. 5 табл. 69) или по табл. 78 (конструкция Зигенского машиностроительного завода). В последней конструкции капли падают из масленки, помещенной посредине параллелей, в желобок верхнего башмака, соответственно удлиненного, и по этому желобку направляются к подшипнику крейцкопфного болта. Если башмак, по сравнению с длиной хода машины, короток, так что указанное удлинение его трудно выполнимо, то капли масла крейцкопф должен снимать посредством особого приспособления, и притом — в положениях концов своего хода, где для этого имеется в распоряжении сравнительно долгий промежуток вре-

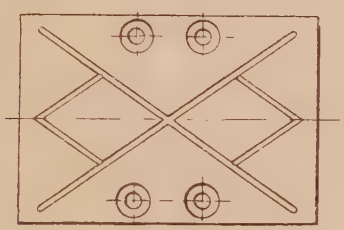
мени. Такие конструкции показаны на фиг. 6 и 7 табл. 79; преждевременное сдувание капли предупреждено в этих конструкциях тем, что каплеуловитель расположен в скрытом месте.

Фиг. 841.

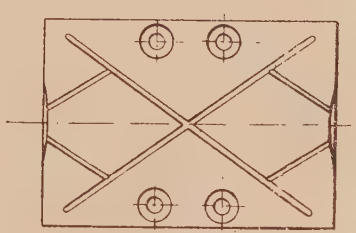


Фиг. 842.





Фиг. 843.

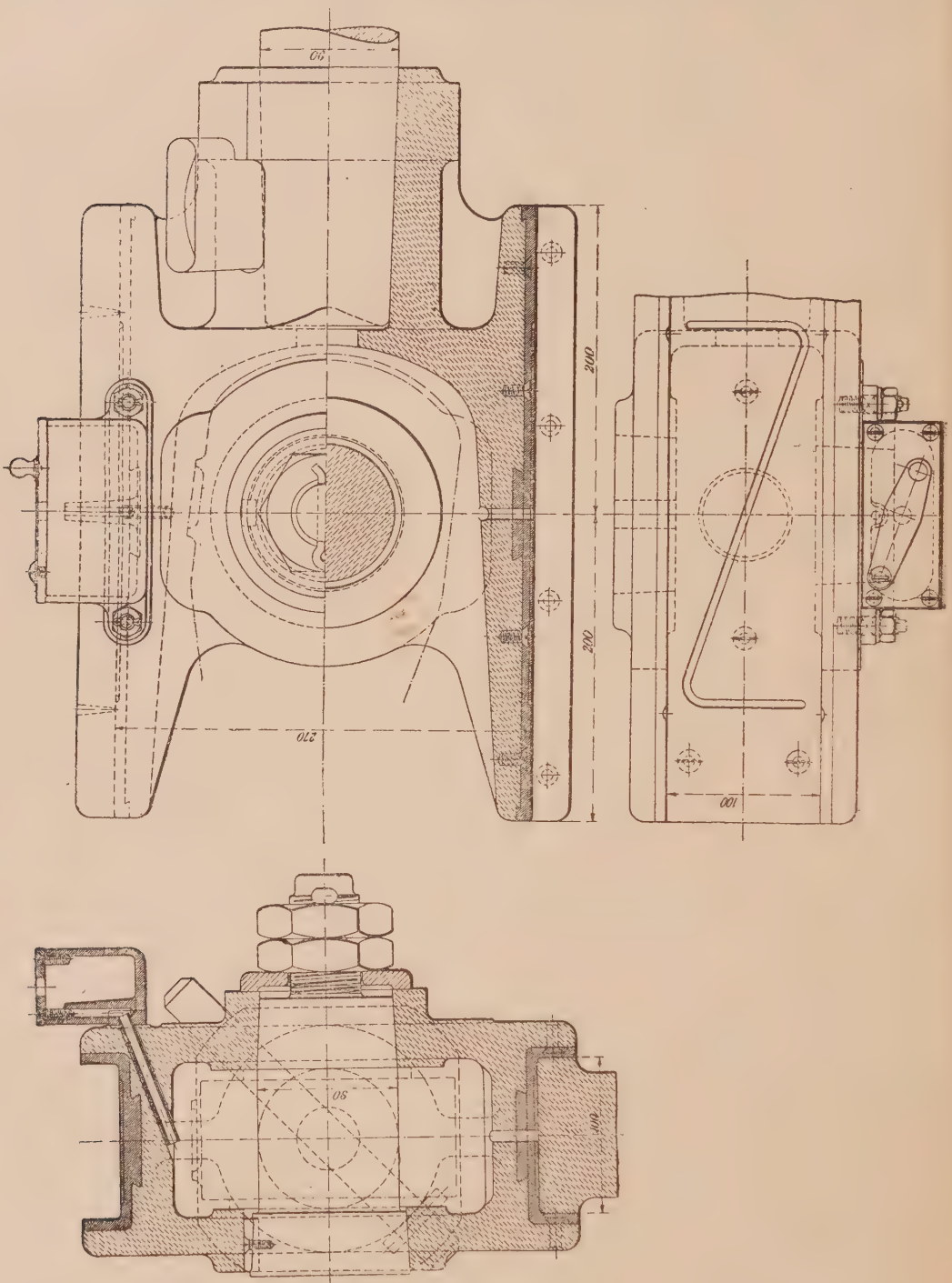


Фиг. 844.

Несколько иное расположение, служащее для той же цели, изображено на табл. 77. Совершенно нерационально устройство смазки по фиг. 5 табл. 71, во-первых, вследствие недостатков, свойственных фитильной смазке вообще (см. стр. 202 этого тома), а во-вторых, потому, что масло подводится здесь не посредине рабочей поверхности, а с торцевого конца крейцкопфного пальца, следовательно, нельзя с уверенностью рассчитывать на то, что вся поверхность его будет покрыта маслом.

На табл. 78 и 79 изображен, в отличие от рассмотренных до сих пор вилкообразных конструкций, крейцкопф в форме подшипника; в этом случае палец неподвижно закреплен в шатуне. Подшипник для крейцкопфного пальца, как это показывает фиг. 5 табл. 79, сконструирован так, чтобы обработка его была по возможности простой. Регулировочный клин сначала обтачивают по цилиндру, затем состраги-вают на нем наклонную плоскость, которой он должен прилегать к боковому вкла-

дышу; отверстие подшипника растачивают или фрезеруют. Относительно укрепления цапфы необходимые указания даны на стр. 453 при рассмотрении шатунов.



Фиг. 845.

На табл. 78 показаны также, в связи с фиг. 1 табл. 79, детали конструкции, имеющие целью обеспечить смазку поверхностей скольжения. На верхнем продольном

ребре направляющей параллели укреплены капельные масленки для смазки (дополнительной) поршневого штока, цапфы крейцкопфа и верхнего башмака; масло, стекающее с этих деталей, смазывает нижнюю направляющую. По обоим концам последней расположены углубления для масла, стекающего с крейцкопфного пальца. Эти углубления соединены между собой залитой трубкой. Уровень масла в них поддерживается (с помощью перелива, направляющего избыток масла в корыто кривошипа) на такой высоте, что масло после перемены хода покрывает направляющую. Эти масляные „колодцы" закрыты щитками, на которые масло забрасывается с башмака в конце хода. Отскакивая, оно попадает в выемки на верхней стороне башмака, а оттуда через просверленные каналы на поверхность скольжения. Кроме того, башмак снабжен по концам латунными гребнями для лучшего распределения масла по всей направляющей.

На табл. 78 показана также своеобразная конструкция масляного щитка, необходимого при быстроходных крейцкопфах этого рода, так как масло не только отбрасывается, в виде капель, движущимися частями, но и примешивается, в форме пыли, к воздуху. В паровых машинах оно частично испаряется и покрывает окружающие машинные части маслянистым слоем, если внутренность направляющего органа не отделена от наружного пространства. Это изолирование внутренней поверхности направляющих должно быть выполнено самым тщательным образом, в виду известного свойства масла распространяться по смоченным им поверхностям. В конструкции по табл. 78 боковые окна фонаря закрыты листами; необходимо, чтобы их можно было без труда снимать полностью или хотя бы частично и таким образом иметь возможность в любое время ощупать крейцкопф. Относительно уплотнения передней части рамы см. стр. 481.

На фиг. 5 табл. 72 показано распространенное в прежнее время устройство направления в малых вертикальных паровых машинах. Регулировка бронзовых башмаков производится здесь посредством клиньев, положение которых фиксируется установочными винтами. Недостаток этой конструкции заключается в том, что плечо x силы трения в направляющих получается здесь довольно большим. Форма направляющих поверхностей обладает тем преимуществом (о котором уже говорилось выше), что дает возможность регулировки также и в отношении бокового износа.

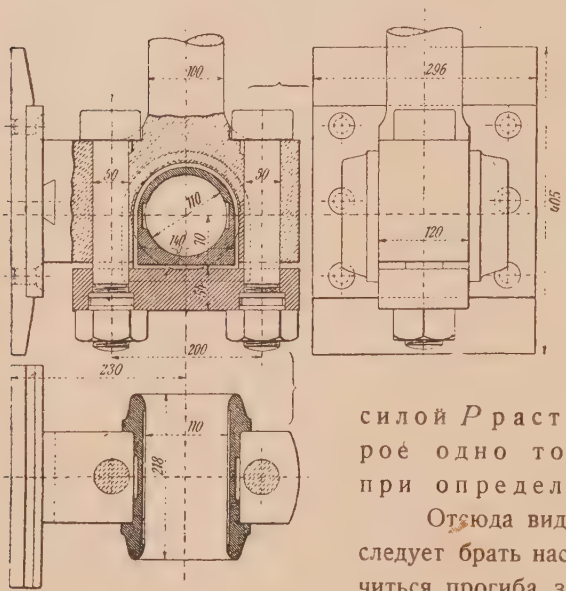
Сходным по конструкции является крейцкопф, применяемый в вертикальных судовых машинах так наз. „молоточного" типа (Hammermaschinen), см. фиг. 846 [1]), с поверхностями скольжения лишь с одной стороны крейцкопфного пальца. Подобные крейцкопфы, вследствие поломки болтов, часто вызывали серьезные катастрофы, и автору неоднократно приходилось заниматься исследованием таких случаев.

---

[1]) Этот крейцкопф принадлежит тем 400-сильным машинам, конструкция которых обсуждалась в Z. d. V. d. I., 1891, стр. 130 и сл., в связи с неоднократными авариями их. Крейцкопфы 200-сильной двухцилиндровой машины имеют совершенно аналогичную конструкцию: диаметр цапфы равен 80 *мм* (в 400-сильных машинах 110 *мм*), длина цапфы 160 *мм* (соотв. 218 *мм*), расстояние между двумя болтами подшипника 150 *мм* (соотв. 200 *мм*), диаметр этих болтов $1^1/_2''$ (соотв. $1^7/_8''$), толщина крышки подшипника 40 *мм* (соотв. 54 *мм*), ее ширина 90 *мм* (соотв. 120 *мм*). Согласно указанному выше источнику, болты были изготовлены из стали, имели резьбу с незакругленными впадинами и при полном давлении на поршень испытывали растягивающее напряжение между 900 и 1000 *кг/см*^{2}. Они часто ломались, приводя к довольно серьезным авариям машины; из изложенного выше ясно, что для этого были вполне достаточные и естественные основания.

Под действием нагрузки крышка подшипника, фиг. 847, теряет свою прямую форму и принимает такой вид, как это преувеличенно показано на фиг. 848. При такой деформации гайки болтов, а следовательно и самые болты испытывают одностороннюю нагрузку. Если обозначить через x плечо, на конце которого оказывается при этом приложенной нагрузка, то на болт, кроме растягивающей силы P, действует еще изгибающий момент Px.

Фиг. 846.



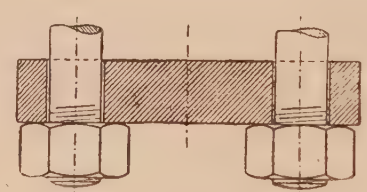
Если, например, расстояние x равно половине внутреннего диаметра d болта [1]), то напряжение, вызываемое изгибом, выразится следующим образом:

$$\sigma = \frac{P \cdot 0{,}5\,d}{\frac{\pi}{32} d^3} = 4\,\frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2}.$$

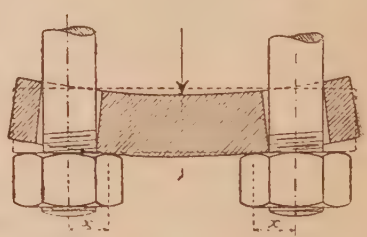
Другими словами, оно в 4 раза больше, чем вызываемое силой P растягивающее напряжение, которое одно только принимается в расчет при определении диаметра болта.

Отсюда видно, что толщину крышки подшипника следует брать настолько большой, чтобы не могло получиться прогиба, значительного с точки зрения приведенных соображений. В виду динамического характера нагрузки крышки давлением крейцкопфного пальца и сильной затяжки гаек болтов перед пуском машины в ход (стр. 457), толщина крышки получается часто весьма значительной. Кроме того, для безопасности, а также считаясь и здесь с динамическим характером нагрузки, для изготовления болтов выбирают возможно более вязкий материал (вязкое заклепочное железо) и допускают в них растягивающее напряжение от действия силы шатуна, не превышающее 300 или 400 *кг/см*^{2} (ср. стр. 461, „Шатуны“). В тех случаях, когда прибегают к стали более или менее значительной прочности (это иногда вызывается тем обстоятельством, что болты получаются сравнительно толстыми), то возможность поломки еще увеличивается, так как сильное затягивание болтов, часто неизбежное,

Фиг. 847.



Фиг. 848.



[1]) В конструкциях, подобных изображенной на фиг. 847, если только гайка не опирается на дно углубления или не вдавливается вследствие малости своей опорной поверхности, x может оказаться даже значительно больше 0,5 d.

легко влечет за собою перекос. Последний же может привести к весьма различным по величине напряжениям в обоих болтах, особенно в тех случаях, когда вкладыш, прилегающий к крышке, ограничен с этой стороны плоскостью [1]). Это различие напряжений может еще усилиться под влиянием разностей температуры, возникающих при нагревании подшипника.

На фиг. 6 табл. 72 изображена плоская параллель, направляющая крейцкопф только с его нижней стороны. Такое устройство применяется преимущественно в малых машинах с направленным вниз давлением на направляющую. Однако, такие же в основном конструкции применяются и в очень крупных машинах, если это оправдывается обстоятельствами.

Крейцкопф подобного типа с односторонним направлением, принадлежащий двухтактному газовому двигателю большой мощности Зигенского машиностроительного завода, изображен на табл. 77. Диаметр рабочего цилиндра 1170 *мм*, диаметр соединенного с ним посредством поршневого штока воздуходувного цилиндра 2350 *мм*, ход обоих поршней 1400 *мм*, давление дутья 1,1 *атм*, число оборотов в минуту $n = 85$. В виду того, что направляющая поверхность является частью плоской рамы, поверхность скольжения крейцкопфа также сделана плоской. Ее смазка облегчается благодаря смазочным канавкам и вертикальным каналам. Помещенные на надлежащей высоте переливы обеспечивают постоянное заливание поверхностей скольжения маслом. С нижней стороны башмак одет белым металлом, с верхней — пригнан к планкам, которые привинчены к направляющей и способны воспринимать малые, направленные кверху, силы (ср. стр. 425). Относительно опрокидывающего момента, который вызывается эксцентричным приложением сил инерции в этой конструкции с „открытыми" параллелями, обычной для крупных газовых двигателей, см. стр. 486 и сл. [2]). Крейцкопф из мартеновской стали ($K_z = 5000$ до 5800 *кг/см*^{2}, $\varphi \geqq 18\%$) имеет две откованные за одно целое с ним цапфы; их охватывают концы вилкообразной головки шатуна, сконструированные в виде подшипников. Масло, находящееся под напором в высоко расположенном резервуаре, извлекается из капельников особыми съемниками (см. табл. 77 внизу справа), а из них направляется через каналы в теле крейцкопфа к цапфам, или же, посредством трубок, к направляющим планкам. Верхняя поверхность тела крейцкопфа снабжена железными уголками, препятствующими маслу стекать неиспользованным: из поперечных канавок, проходящих между съемниками и уголками, оно направляется к подшипникам цапф.

Подобного рода открытые параллели встречаются в крупных газовых двигателях также и других типов. Примеры выполнения можно найти в книге Гюльднера, упомянутой в выноске на стр. 42 этого тома.

---

[1]) С этой точки зрения представляется более целесообразным делать также и указанный вкладыш круглым (ср. фиг. 4 табл. 69).

В одном случае автору удалось установить, что перед самым пуском в ход, после которого через короткое время последовала поломка одного из болтов, машинист как раз подтянул его гайку.

[2]) Подробнее о конструкции этой машины с так называемой „плоской рамой" см. статью Шмерзе (Schmerse), „Anforderungen der Werkstatt an das Kostruktionsbureau", Z. d. V. d. I., 1919, стр. 397 и сл., содержащую, помимо этого, много поучительного для конструктора. Ср. также раб. Дуббеля (Dubbel), „Grossgasmaschinen", Berlin, 1910.

На фиг. 1 табл. 75 изображены параллели с четырьмя направляющими поверхностями. Колодки посажены на концы удлиненной цапфы крейцкопфа и скользят по параллелям, связанным с фундаментной плитой. Регулировка верхней направляющей, может достигаться, как уже было указано, обработкой распорок a или же периодическим удалением, по мере увеличения износа, прокладок из тонкого листового металла, заложенных при сборке машины.

На фиг. 7 табл. 72 изображен направляющий орган (промежуточный ползун), помещаемый Ридлером в воздуходувных машинах между паровым и воздуходувным цилиндрами, а также позади последнего [1]).

Ползуны для поршневого штока большого газового двигателя изображены на фиг. 1 табл. 55 и фиг. 2 табл. 61.

---

[1]) См. Z. d. V. d. I., 1884, стр. 3. Дальнейшие подробности о крейцкопфах см. в работе Фрея (Frey), упомянутой в выноске 3 на стр. 459 („Шатуны").

Отдел седьмой.

Машинные части для помещения и передвижения жидкостей.

А. ЦИЛИНДРЫ.

Понятие о сущности цилиндра вытекает из сказанного на стр. 320 о поршнях: он представляет собой круглую цилиндрическую трубу, в которой движется поршень.

Материалом для изготовления цилиндров обычно служит чугун или стальное литье, в отдельных случаях — бронза или другой сплав, соответствующий специальным условиям работы цилиндра. Однако, к этим более дорогим материалам прибегают лишь тогда, когда химические свойства рабочей жидкости не допускают применения чугуна, либо когда решающее значение имеют малые размеры и легкий вес цилиндра, либо, наконец, когда чугун представляется недостаточно надежным по отношению к силам, действующим на цилиндр. В последнее время для изготовления цилиндров применяют в этом случае также кованый материал (сварочное или литое железо и сталь), напр., для компрессоров высокого давления [1]) и углекислотных холодильных машин, при чем тогда в цилиндр обычно вставляется чугунная рабочая втулка, а поршень снабжают чугунными уплотнительными кольцами *).

Чугун, применяемый для изготовления цилиндров, должен давать прочное, плотное литье **). Последнее не должно быть мягким по рабочей поверхности, которая срабатывается под действием движущегося поршня. Чтобы удовлетворить этому требованию, не придавая другим частям цилиндра излишнюю твердость, которая понизила бы сопротивляемость цилиндра, последний снабжают иногда особой втулкой (см. стр. 520, 528 и сл., а также стр. 542 и сл.). К этому прибегают в особенности в тех случаях, когда приходится считаться еще и с напряжениями, возникающими вследствие температурных разностей в цилиндре. Для получения плотной отливки почти всегда необходимо производить литье с прибылью достаточной высоты и достаточного поперечного сечения, чтобы остывание металла действительно заканчивалось именно в ней [2]).

---

[1]) Ср. Остертаг (Ostertag), Z. d. V. d. I., 1921, стр. 1326.

*) С целью облегчения веса, а также увеличения теплопроводности для изготовления цилиндров в последнее время стали применять алюминиевые сплавы. В этих случаях в цилиндр обычно вставляют чугунную втулку.

Цилиндры авиамоторов — большей частью из стали. [*Ред.*]

**) Анализы чугунов для цилиндрового литья см. в статье Майнца (Hugo Mainz), Giesserei-Zeitung, 1919, стр. 1. О разногласиях по этому поводу см. H. F. P. Purday, „Diesel Engine Design", London, 1928, стр. 141. См. также авто-авиастандарт СССР (ААС) 12—Чугун для блоков цилиндров с водяным и воздушным охлаждением, и А. П. Виноградов, „Чугун, как литейный материал" (1923). [*Ред.*]

[2]) Вообще, способ формовки и отливки следует выбирать такой, чтобы цилиндр отвечал предъявляемым к нему требованиям (см. по этому поводу Z. d. V. d. I., 1922, стр. 103 и 104).

I. Цилиндры насосов и прессов.

Простой насосный цилиндр из чугуна изображен на фиг. 4 табл. 51. Выпуск жидкости должен производиться в самом высоком месте, иначе говоря, нагнетательный клапан следует располагать в самом высоком месте, чтобы из цилиндра всегда мог выходить содержащийся в нем или проникающий в него воздух [1]).

Если предположить, что вода, попадая в цилиндр, заполняет между его стенками и поршнем, по крайней мере, такое же поперечное сечение, как в подводящей трубе, то диаметр $2R_i$ может быть определен из соотношения [см. фиг. 4 табл. 51]

$$(0{,}5\,\pi\,d_1 + 2\cdot 0{,}5\,d_1)\;(R_i - r) \geqq 0{,}25\,\pi\,d_1^2,$$

$$R_i \geqq r + \frac{\pi}{2(2+\pi)}\,d_1 \cong r + 0{,}3\,d_1. \qquad (580)$$

Для таких не растачиваемых цилиндров соображения производства, транспорта и сборки обусловливают толщину s стенок не менее

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{50} + 10\ \textit{мм} \text{ при вертикальной отливке,}\\ s &= \frac{D}{50} + 12\ \textit{мм} \text{ при горизонтальной отливке,}\end{aligned}\right\} \qquad (581)$$

где D внутренний диаметр цилиндра в миллиметрах.

При внутреннем давлении необходима толщина стенок, определяемая ур. (145), соотв. (147), том I, стр. 59 и 60. Считаясь с возможностью смещения шишки, примем, на основании ур. (145),

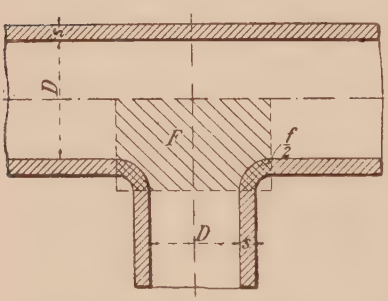
$$R_a = R_i\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} + a, \qquad (582)\ [2])$$

где величину a можно полагать равной, примерно, от 3 до 6 *мм* [3]).

[См. также C. Geiger, „Handbuch der Eisen- und Stahlgiesserei“, том II (1927), стр. 175—196 и указатель литературы на стр. 196. [*Ред.*].

[1]) Воздух, заключенный в цилиндре, уменьшает возможную высоту всасывания воды при работе насоса и его производительность, а также вредит его спокойному ходу. Ср. по этому поводу § 4, § 6 и § 8 работы автора: „Die allgemeinen Grundlagen für die Konstruktion der Kolbenpumpen“, дополнение к „Die Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart, 1883.

Фиг. 849.



[2]) Ур. (145) и выведенное из него ур. (582) учитывают растягивающие напряжения в направлении оси цилиндра, вызываемые аксиальной силой $\pi R_i^2 p_i$. При известных условиях эти напряжения отпадают, как это пояснено на примере в выноске 2 на стр. 350 настоящего тома; ср. также том I, ур. (146), стр. 60.

[3]) По вопросу о значительном ослаблении цилиндра в том месте, где к нему примыкает патрубок, напр., в конструкции по фиг. 920, ср. результаты двух опытов автора, опубликованные в Z. d. V. d. I., 1894, стр. 868 и сл. Прочность цилиндра без патрубка оказалась, по этим опытам, в 2,73 раза больше прочности цилиндра с патрубком. В обоих случаях испытаниям подвергался полый цилиндр внутреннего диаметра 400 *мм* и с толщиной стенок 15 *мм*; диаметр патрубка составлял 200 *мм* (ср. также замечания на стр. 553 и в разделе „Подъемные клапаны“ относительно толщины стенок клапанных коробок). Такие соединительные патрубки рассчи-

При выборе допускаемого напряжения k_z материала необходимо принимать во внимание, что цилиндры насосов нередко подвержены ударам. Чем вреднее могут оказаться последствия поломки, чем значительнее случающиеся удары, тем меньшее значение k_z следует вводить в расчет. В этих случаях, если только позволяют обстоятельства, принимают k_z значительно ниже тех напряжений, которые представляются допустимыми (том I, стр. 103 и сл.) в других случаях.

В толстостенных полых цилиндрах напряжение материала, расположенного ближе к внутренней поверхности, значительно выше, чем у наружной; следовательно, материал цилиндра, лежащий ближе к наружной поверхности, используется тем хуже, чем толще стенки цилиндра. Если, однако, материал обладает переменным коэффициентом удлинения (том I, стр. 6), при чем этот коэффициент с напряжением возрастает, другими словами, если материал тем податливее, чем сильнее он напряжен (как это имеет место для чугуна), то указанная неравномерность распределения в материале напряжений сказывается не в такой сильной степени, какую дает расчет, основанный на допущении постоянного коэффициента удлинения. С другой стороны, в случае чугуна оказывает известное влияние литейная корка (ср. том I, выноску 1 на стр. 59, а также выноску на стр. 106).

Внутренние напряжения в отливке, а также отклонения от цилиндрической формы при хрупком материале могут более или менее сильно влиять на прочность.

Значение могут иметь также и разности температур. Если, напр., толстостенный полый цилиндр заполнен внутри холодной жидкостью, а снаружи окружен горячей, то обусловленная этим разность температур вызывает повышение растягивающего напряжения по внутренней поверхности цилиндра, т.-е. как раз там, где оно и так больше всего. Если температура жидкости внутри цилиндра выше, чем снаружи, то влияние разности температур становится обратным.

Полые цилиндры из вязкого материала (бронзы и т. п.), уплотняемого снаружи посредством специальной холодной обработки (это делается иногда для повышения прочности, с тем, чтобы можно было уменьшить толщину стенок), обычно оказываются уплотненными неравномерно, а именно, снаружи более, чем изнутри. Поэтому материал у внутренних стенок цилиндра сохраняет бо́льшую склонность к остающимся деформациям, чем материал, лежащий ближе к наружной поверхности. При нагрузках, настолько высоких, что материал у внутренних стенок цилиндра получает остающиеся деформации, тогда как материал, расположенный ближе к наружным стенкам, свободен от них, должна будет установиться неравномерность в распределении напряжений по толщине стенок, а именно — наружный материал будет испытывать напряжения более высокие, чем внутренний.

При холодной обработке, как, напр., при волочении труб, при наклепе и т. д., в материале возникают напряжения, которые, в зависимости от свойств металла, вызывают в нем склонность к образованию трещин, иногда появляющихся, как будто бы без всякого повода, через долгое время после изготовления цилиндра. В отношении труб из латуни и других медных сплавов подобные явления наблюдаются

тывают, — правда, лишь с грубым приближением, — исходя из предпосылки, что площади в углах перехода (фиг. 849) $2 \cdot \frac{f}{2}$ должны выдерживать растягивающее усилие, равное произведению давления p_i на заштрихованную площадь F, т.-е. по уравнению $f \cdot k_z = F \cdot p_i$.

довольно часто. Внешние влияния, как, напр., влияние одностороннего нагревания или охлаждения, химически действующих на металл жидкостей и пр., а также ртути, могут привести к разрешению указанных напряжений в форме образования трещин. Эту склонность к образованию трещин можно устранить посредством отжига; если, однако, к отжигу прибегнуть нельзя, то возможность появления трещин следует предупреждать выбором подходящего материала.

Все эти факторы, равно как и другие возможные влияния, должны приниматься в расчет при оценке прочности полых цилиндров, а следовательно, и при выборе значения k_z [ср. также том I, стр. 59 и сл., замечания по поводу ур. (145) до (149)].

При испытании чугунных цилиндров на разрыв внутренним давлением, разрывающее давление жидкости (на 1 $см^2$) оказывается меньше того, которое получается на основании ур. (145) или (147) для величины временного сопротивления, найденной путем испытания на разрыв *). Иногда эта разница оказывается довольно значительной. Так, напр., в одном случае автор нашел при испытании внутренним избыточным давлением значение $K_z =$ прибл. 1250 $кг/см^2$, а при непосредственном испытании на разрыв образцов, изготовленных из обломков цилиндра, среднее значение $K_z =$ прибл. 1400 $кг/см^2$, чему соответствует разница в $\frac{1400-1250}{1400}100 = 11\%$. В других случаях получались разности в 30 до 50% определенного непосредственным испытанием сопротивления на разрыв. При тщательной постановке опытов и правильно изготовленных цилиндрах более значительных разностей автор не наблюдал [1]).

Из двух величин, получаемых для толщины стенок по ур. (581) и (582), следует принимать бо́льшую.

Расточенные цилиндры получают при обработке точно цилиндрическую форму, которую они должны сохранять в эксплоатации, для того, чтобы возможно было обеспечить необходимую плотность между стенками цилиндра и поршнем [2]). Такие цилиндры должны допускать для устранения последствий износа одну или две повторных расточки и поэтому должны иметь бо́льшую толщину стенок. С этой целью величины 10 *мм*, соотв. 12 *мм*, в ур. (581) увеличивают, примерно, на 3 до 5 *мм*, тогда как в ур. (582) величину a принимают равной, примерно, от 8 до 16 *мм*.

Насосные цилиндры из чугуна и стального литья иногда снабжают бронзовыми вставными втулками, чтобы сделать внутреннюю поверхность цилиндра менее чувствительной к химическим воздействиям рабочей жидкости. Применение таких составных цилиндров может быть оправдано, конечно, лишь в тех случаях, когда нельзя изготовить приблизительно за ту же цену цельный цилиндр из бронзы.

Относительно толщины стенок крышек и днищ цилиндров заметим следующее.

---

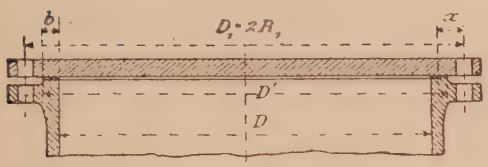
*) Прямо противоположные результаты были получены Крюгером при испытании очень толстостенного кольца из высококачественного чугуна с малым коэффициентом удлинения. См. по этому поводу W. Krüger, „Untersuchungen über die Anstrengung dickwandiger Hohlzylinder unter innerem Druck", M. ü. F., Heft 87, Berlin, 1908. [*Ред.*]

[1]) Автор производил также опыты для выяснения влияния наружных ребер на прочность и на величину деформаций полых цилиндров; отчет об этих опытах был опубликован в Z. d. V. d. I., 1907, стр. 1700 и сл.

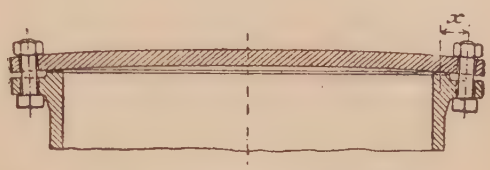
[2]) Ср. выноску 2 на стр. 508.

Предположим, что круглая цилиндрическая труба, снабженная фланцами, фиг. 850, закрыта сверху крышкой в форме диска. После того, как фланцевые болты поставлены на место и затянуты, фиг. 851, диск прогибается, т.-е. выпучивается, и притом в тем большей степени, чем больше расстояние x болтов от поверхности уплотнения, иначе — от той замкнутой кривой, на которой можно считать сосредоточенной реакцию сжатого уплотнительного кольца. Если никакие другие силы не действуют, то общая

Фиг. 850.



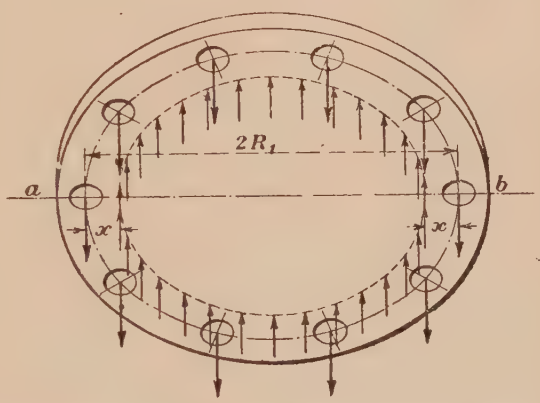
Фиг. 851.



величина этой реакции, очевидно, равна сумме сил, развиваемых болтами. Таким образом, крышка напряжена на изгиб еще до того, как начнет действовать давление жидкости.

Определение этого изгибающего напряжения не представляет никаких затруднений, если воспользоваться предложенным автором приближенным способом [1]) и результатами опытов автора над сопротивлением плоских плит. Для этой цели обозначим через P силу, с которой крышка прижимается к уплотняющей прокладке каждым из z фланцевых болтов.

Фиг. 852.



В соответствии с тем обстоятельством, что поперечные сечения наибольших напряжений проходят через центр диска, последний можно трактовать при расчете как брус, заделанный по диаметру (напр., по ab на фиг. 852, изображающей снятую крышку в наклонном положении), с тем, что в случае надобности в этот расчет можно будет впоследствии ввести поправочный коэффициент, определяемый из опытов [1]). Если пренебречь собственным весом диска, то эта половинка его представляется нагруженной:

а. растягивающими болты силами, сумму которых $0{,}5\,z\,P$ можно считать эквивалентной нагрузке, равномерно распределенной по дуге πR_1, т.-е. нагрузке, приложенной в центре тяжести полуокружности πR_1; расстояние этой точки от середины диска составляет $\frac{2R_1}{\pi}$, поэтому для закрепленного поперечного сечения совокупность этих сил дает изгибающий момент

$$0{,}5\,z\,P\,\frac{2R_1}{\pi} = \frac{z\,P\,R_1}{\pi};$$

[1]) См. работу автора: „Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten“, Berlin. 1891, стр. 11, или также E. u. F, § 60, п. 4 и § 64, п. 1.

b. равномерно распределенной по полуокружности $\pi(R_1 - x)$ реакцией $0{,}5\,z\,P$ которая, следовательно, дает момент

$$0{,}5\,z\,P\,\frac{2(R_1-x)}{\pi} = \frac{z\,P(R_1-x)}{\pi}.$$

Отсюда получается изгибающий момент

$$\frac{z\,P\,R_1}{\pi} - \frac{z\,P(R_1-x)}{\pi} = \frac{z}{\pi}\,P\,x.$$

Если ввести упомянутый поправочный коэффициент μ (ср. также том I, стр. 61 и сл.) и обозначить момент инерции заделанного поперечного сечения через Θ, а расстояние соответствующего волокна через e_1, то получится

$$\mu\,\frac{z}{\pi}\,P\,x \leqq (k_b)_s\,\frac{\Theta}{e_1}. \qquad (583)$$

Отсюда, пользуясь ур. (160), том I, стр. 106, и вводя для μ значение $\frac{6}{5}$ (том I, стр. 61), можно определить напряжение $(k_b)_s$ крышки, вызываемое одним лишь затягиванием болтов.

В случае прямоугольного поперечного сечения крышки, обозначая ее толщину через h, получим:

$$\frac{\Theta}{e_1} = \frac{1}{6}\,2\,R_1\,h^2 = \frac{1}{3}\,R_1\,h^2.$$

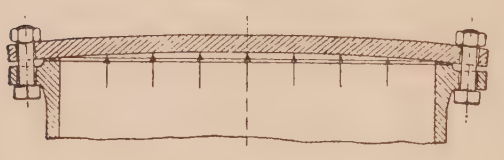
Следовательно,

$$\frac{z}{\pi}\,P\,x \leqq (k_b)_s\,\frac{1}{3\,\mu}\,R_1\,h^2 = \frac{5}{18}\,(k_b)_s\,R_1\,h^2,$$

$$(k_b)_s \geqq 3{,}6\,\frac{z}{\pi}\,\frac{x}{R_1}\,\frac{P}{h^2}. \qquad (584)$$

Как показывают полученные результаты, напряжение $(k_b)_s$, возникающее в крышке, вследствие затягивания болтов, еще до того, как начнет действовать давление жидкости, при прочих равных условиях оказывается пропорциональным расстоянию x, следовательно, обращается в нуль при $x = 0$. Оно может оказаться весьма значительным, если расстояние x не будет мало по сравнению с R_1.

Фиг. 853.



Когда находящаяся под давлением жидкость поступит в трубу, свободный конец которой закрыт крышкой (предполагается, что гайки болтов предварительно были достаточно туго затянуты, как показано на фиг. 853), то реакция, оказываемая прокладкой на крышку, уменьшится; с другой стороны, крышка в своей средней части окажется нагруженной давлением жидкости, и поэтому как ее прогиб, так и напряжения в ней возрастут.

При правильной конструкции расстояние x должно быть малым по сравнению с R_1, а вследствие этого не может быть значительным и добавочное напряжение в диске от остающейся части реакции уплотняющей прокладки. В этом случае достаточно считаться только с нагрузкой от удельного давления p жидкости, которое, кроме того, можно вводить в расчет с запасом против действительного. Если бы

эта предпосылка оказалась недостаточно близкой к действительности, то следовало бы ввести некоторую величину $z P_0$ для учета оставшейся реакции. При этом получились бы следующие значения действующих моментов:

a. момент давления p жидкости на площадь половины круга $0{,}5\,\pi\,(R_1 - x)^2$

$$0{,}5\,\pi\,(R_1 - x)^2\, p \frac{4\,(R_1 - x)}{3\,\pi} = \frac{2}{3}(R_1 - x)^3\, p;$$

b. момент реакции уплотнения, которая предполагается распределенной равномерно,

$$0{,}5\,z\,P_0 \frac{2\,(R_1 - x)}{\pi};$$

c. момент действующих в болтах сил, приходящихся на одну половину крышки,

$$0{,}5\,[z\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\, p],$$

а именно

$$0{,}5\,[z\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\, p]\,\frac{2\,R_1}{\pi}.$$

Следовательно, равнодействующий изгибающий момент будет равен

$$M_b = [z\,P_0 + \pi\,(R_1 - x)^2\, p]\,\frac{R_1}{\pi} - \frac{2}{3}(R_1 - x)^3\, p - z\,P_0 \frac{R_1 - x}{\pi},$$

$$M_b = (R_1 - x)^2\, p\, R_1 - \frac{2}{3}(R_1 - x)^3\, p + z\,P_0 \frac{x}{\pi} \qquad (585)$$

и

$$\mu\, M_b \leqq k_b \frac{\Theta}{e_1}. \qquad (586)$$

Предполагая расстояние x достаточно малым по сравнению с R_1 [1]), пренебрежем в ур. (585) последним членом и для компенсирования обусловленной этим неточности подставим вместо $(R_1 - x)$ величину R_1, благодаря чему получится

$$M_b = \frac{1}{3} R_1^3\, p$$

и, на основании ур. (586),

$$\frac{1}{3}\,\mu\, R_1^3\, p \leqq k_b \frac{\Theta}{e_1}. \qquad (587)$$

Отсюда, при прямоугольном поперечном сечении крышки и толщине ее h, следовательно, при

$$\frac{\Theta}{e_1} = \frac{1}{6}\,2\,R_1\,h^2 = \frac{1}{3}\,R_1\,h^2$$

получается

$$h \geqq R_1 \sqrt{\mu \frac{p}{k_b}}. \qquad (588)$$

В эту формулу следует ввести значение $\mu = \frac{6}{5}$.

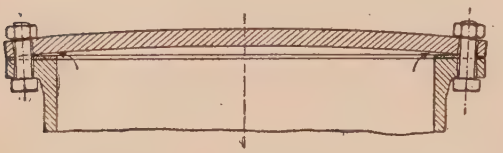
В отношении выбора k_b сошлемся на сказанное в томе I, стр. 106 и сл. а также на стр. 537.

---

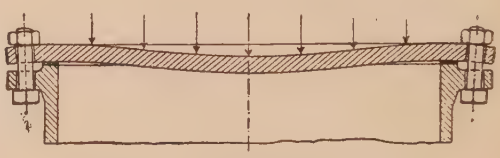
[1]) Если эта предпосылка не соблюдена, то P_0 приходится определять по приблизительной оценке. Для средних условий значение $z P_0$ можно принимать равным четверти общего давления жидкости, если только подробный анализ данного частного случая не дает оснований для выбора другого значения. Сильное затягивание болтов может вызвать здесь весьма высокое напряжение. Такого перенапряжения можно избежать „точной сборкой болтов" (ср. Der Betrieb, 1921, стр. 784 и сл.), однако, для этого точность сборки действительно должна

Чтобы устранить указанное выше напряжение, обусловленное тем, что $x \neq 0$ (фиг. 850, 851), иногда применяют уплотняющую прокладку, шириною равной всей ширине фланца. Как показывает фиг. 854, в этих случаях приходится считаться с опасностью, что жидкость будет вытекать через проходные отверстия под болты, вдоль болтов, наружу. В предупреждение этого, можно придавать крышке такую форму и такие — иногда весьма значительные — размеры, чтобы не имела места деформация, при которой было бы возможно вытекание жидкости

Фиг. 854.



Фиг. 855.

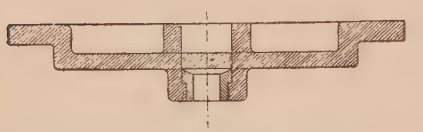


этим путем. Указанное правило часто нарушают. Иногда прокладку доводят не до наружного края крышки, а только до середины болтов. (Ср. по этому поводу фиг. 927 и 928).

Благоприятнее обстоит дело при наружном давлении, как это показано на фиг. 855: давление жидкости противодействует напряжению, вызываемому первоначальной затяжкой болтов. Кроме того, значение поправочного коэффициента (см. том I, стр. 61) здесь можно принять равным $\frac{4}{5}$ [1]).

Если дело идет о крышках с поперечными сечениями, подобными изображенным, напр., на фиг. 882, 883, то для них необходимо прежде всего определить момент инерции, а в остальном поступать совершенно так же, как указано в дальнейшем для крышки золотниковой коробки.

Фиг. 856.



Если крышка или днище прерываются сальником, как, напр., на фиг. 856, то следует считаться с тем, что поломка может произойти не по средней усиленной части, а вокруг нее, как показано на фиг. 857. Поэтому при вычислении момента инерции этим усилением пренебрегают и рассматривают среднюю часть, как сплошное (не имеющее отверстия) днище (крышку); см. штриховку на фиг. 856 [2]).

быть обеспечена. Простое средство, предохраняющее от чрезмерно высоких напряжений прежде всего крышку, а при правильном затягивании гаек — и болты, состоит в применении автоматически действующего под давлением жидкости уплотнения по фиг. 863 до 865, стр. 510. Относительно влияния упругости частей, иногда весьма значительного, ср. выноску на стр. 554 и сл.

[1]) Этот случай ясно показывает, что при решении подобных задач нельзя вести расчет чисто механически, пользуясь готовой формулой, а необходимо каждый раз учитывать особые условия представляющейся задачи.

[2]) То же относится к поршням, сходным по форме с конструкциями, изображенными, напр., на фиг. 3 и 5 табл. 54. Для них приближенно

$$M_b = \frac{\pi}{8} D^2 p \frac{2D}{3\pi} \leqq \frac{\Theta}{e_1} k_b,$$

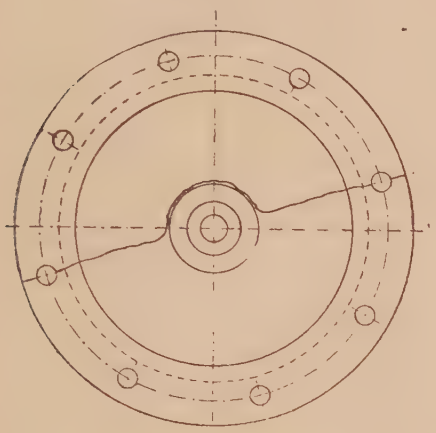
где Θ момент инерции поперечного сечения поршня.

При выборе k_b здесь заслуживает особого внимания сказанное на стр. 537 и сл.

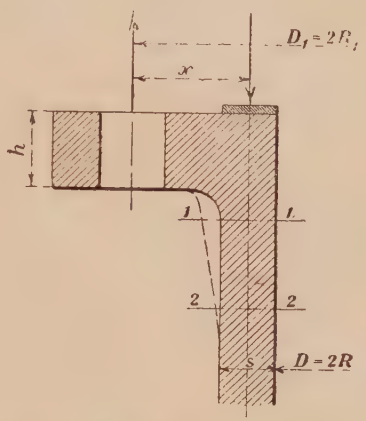
В отношении расчета фланцевых болтов, расстояния между ними по окружности (шага), толщины фланцев и т. д. все необходимые указания даны в разделе „Трубы“ (ср. также „Цилиндры паровых машин“, стр. 539и сл.). В отношении конструкций, подобных изображенным на фиг. 851 до 854, следует принимать во внимание, что болты могут испытывать значительные напряжения на изгиб. (Ср. в этом отношении стр. 494 и сл., а также раздел „Трубы“, B, II).

При рассмотренных выше конструкциях соединений крышки с цилиндром напряжению на изгиб подвергается не только крышка, но

Фиг. 857.



Фиг. 858.



и стенки цилиндра [1]). Для определения этого напряжения автор предлагает изложенный ниже приближенный способ. При этом, чтобы упростить задачу, предварительно предположим, что равнодействующие элементарных давлений на прокладку лежат в средней цилиндрической поверхности стенки цилиндра, как это показано на фиг. 858 стрелкой, направленной вертикально вниз. Даже значительное отклонение от этого предположения при обычных условиях мало влияет на результат приближенного расчета.

На 1 *см* средней окружности $\pi(D+s)$ цилиндрической стенки внутреннего диаметра $D=2R$ и толщины s от давления жидкости в p *ати* приходится нагрузка

$$P_1 = \frac{0{,}25\,\pi D^2 p}{\pi(D+s)} = \frac{D^2 p}{4(D+s)} = \frac{R^2 p}{(2R+s)}.$$

В случае, если D велико по сравнению с s, это уравнение можно заменить приближенным

$$P_1 \cong \frac{Dp}{4} = \frac{Rp}{2}.$$

Связанная с этим неточность приводит к несколько большему значению P_1, что соответствует общей тенденции наших технических расчетов.

[1]) Пренебрежение или недостаточное внимание к этому напряжению в стенках цилиндра приводило и постоянно приводит еще и теперь к катастрофам, которые нередко сопровождаются человеческими жертвами. Самый яркий случай, с каким автору пришлось иметь дело, произошел с чугунным паровым сосудом, имевшим внутренний диаметр 2200 *мм* и предназначенным для рабочего давления пара в 8 *ати*, фиг. 859 и 860. Уже при пробном давлении

Сила P_1 вызывает в стенках цилиндра в направлении его оси растягивающее напряжение

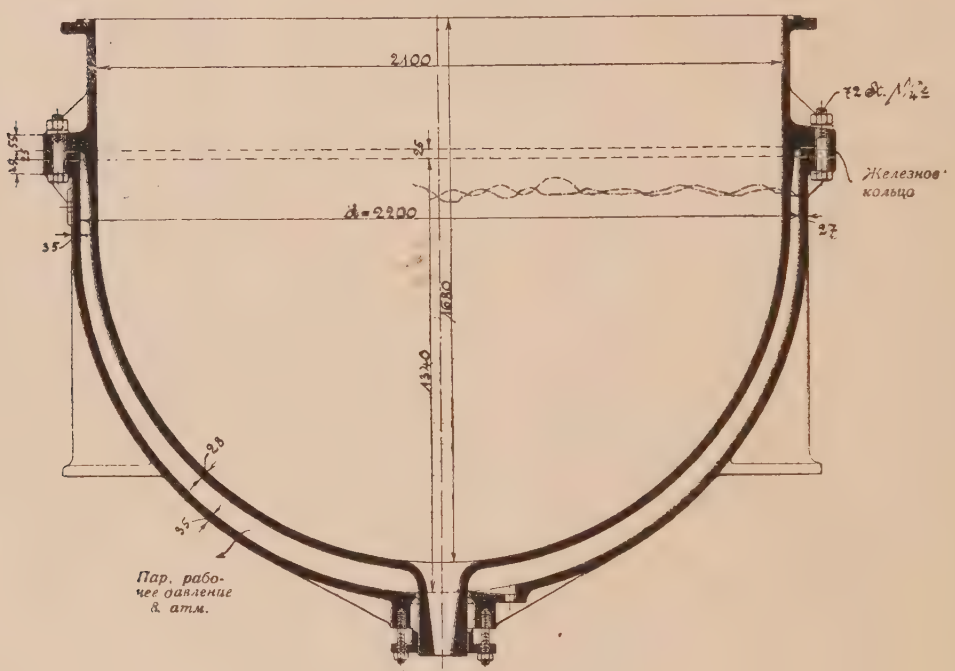
$$\sigma_z = \frac{P_1}{s} = \frac{D\,p}{4\,s} = \frac{R\,p}{2\,s}.$$

В отношении напряжения на изгиб, поскольку оно должно быть поставлено в зависимость от P_1, надлежит принимать во внимание следующее.

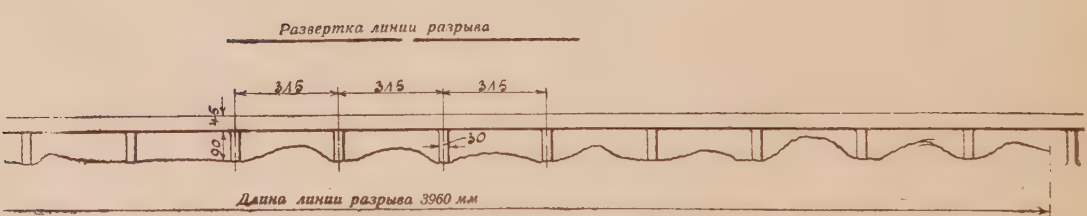
а. Сила P_1 возникает от действия давления жидкости на площадь πR^2. Однако, это давление распространяется и на уплотнительную поверхность, т.-е. дальше R, и притом так, что изнутри наружу оно убывает. По какому закону происходит это уменьшение — не установлено.

в 12 *ати* стенка цилиндра разорвалась ниже фланца, приблизительно на длине половины окружности, как это показано в развернутом виде на фиг. 860. Аналитическое исследование,

Фиг. 859.



Фиг. 860.



произведенное, как объяснено выше, показало, что при значениях $x = 64$ *мм*, $s = 27$ *мм*, $\psi = 1{,}2$, $\mu = 0{,}5$, $K_z = 1500$ *кг/см*^{2} разрыва следовало ожидать приблизительно при 12,4 *ати*. И этот сосуд (он был изготовлен в 1899 г.) должен был работать под давлением п а р а в 8 *ати*! (Подробнее об этом случае см. статью автора в Z. d. b. R. V., 1901, стр. 1 и сл.).

b. Чтобы обеспечить уплотнение, болты следует затягивать сильнее, чем это соответствует силе P_1 и добавочной силе, получающейся по пп. a, так как должна сохраняться еще реакция прокладки между крышкой и фланцем цилиндра (давление в стыке).

Этот избыток силы натяжения болтов, который, согласно сказанному в пп. a и b, должен действовать на фланец сверх силы P_1, можно учесть, приняв для силы затяжки болтов, отнесенной к $1\,см$ длины средней поверхности цилиндра, значение ψP_1, где коэффициент $\psi > 1$. Если для того, чтобы учесть указанное в п. a влияние p, принять, что p действует своей полной величиной до середины уплотнения и что ширина последнего приблизительно равна s, то как наименьшее значение ψ следует рассматривать

$$\left(\frac{D+s}{D}\right)^2 = \left(1+\frac{s}{D}\right)^2.$$

Вследствие действия силы ψP_1 стенка цилиндра испытывает напряжение на изгиб моментом с плечом $x = R_1 - \left(R + \frac{s}{2}\right)$. Вообразим соответствующий нагрузке P_1 участок стенки средней длины в $1\,см$, вырезанный из нее двумя аксиальными плоскостями. Если бы на сопротивление этого участка не влияла его связь со смежными частями стенки, между которыми он находится в действительности, то напряжение на изгиб можно было бы определить из уравнения

$$\psi P_1 x = \frac{1}{6}\,\sigma_b s^2.$$

Здесь трапецевидное поперечное сечение вырезанной части стенки заменено прямоугольником шириной $= 1$ и высотой s, что́ с известным приближением допустимо. Однако, указанное влияние материала смежных участков цилиндра в действительности существует, поэтому в расчет следует вводить лишь некоторую дробную часть изгибающего момента $\psi P_1 x$, напр., $\mu\psi P_1 x$, где $\mu < 1$. Величина μ имеет при этом характер определяемого из опытов поправочного коэффициента. Чем более условия таких опытов отвечают условиям применения в соответствующем отдельном случае, тем более удовлетворительным получится значение μ.

Отсюда следует:

$$\mu\psi P_1 x = \frac{1}{6}\,\sigma_b s^2$$

и, подставляя $P_1 = \frac{Dp}{4}$,

$$\sigma_b = \frac{3\mu\psi D p x}{2 s^2} = \frac{3\mu\psi R p x}{s^2}.$$

Таким образом, принимая во внимание сказанное в томе I, стр. 45, получаем

$$\beta_o \frac{pR}{2s} + \frac{3\mu\psi R p x}{s^2} \leqq k_b.$$

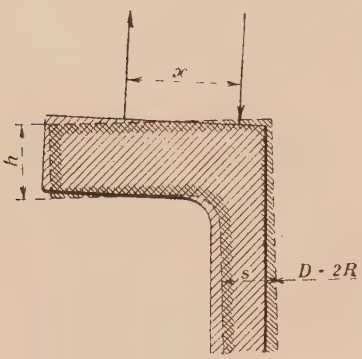
Так как для чугуна при прямоугольной форме опасного сечения коэффициент $\beta_o = 1{,}7$ (ср. том I, стр. 107), то

$$0{,}85\,\frac{pR}{s} + \frac{3\mu\psi R p x}{s^2} \leqq k_b. \qquad (589)$$

Здесь значение ψ, в зависимости от обстоятельств (см. выше), в большинстве случаев приходится выбирать, примерно, между 1,2 и 1,5, а иногда и еще выше, тогда как для μ, на основании опытов автора с необработанным чугуном (т.-е. с чугуном, с которого не снята литейная корка) следовало бы брать значение в пределах между $^1/_3$ и $^2/_3$ [1]), т.-е. в среднем $^1/_2$. Чтобы дать понятие о факторах, влияющих на величину μ, заметим следующее.

Деформация, действительно происходящая у конца цилиндра, изображена в преувеличенном виде на фиг. 861. В одном частном случае она была установлена путем точных измерений. Фланец скручивается и вынуждает этим стенки цилиндра к выпучиванию. Одновременно давление жидкости вызывает увеличение диаметра [2]). Отсюда следует, что при прочих равных условиях, т.-е. при равных значениях D, s, x и т. д., способность фланца усиливать сопротивляемость (прочность) стенок цилиндра, влияющая на определение величины μ, будет тем значительнее, чем больше толщина фланца, при условии одинаково хорошего в обоих случаях, свободного от пороков литья. Таким образом, μ следует брать тем меньше, чем больше h по сравнению с s [3]). Закругление по большому радиусу того места, где фланец примыкает к цилиндрической стенке, не только устраняет вообще опасные для прочности острые входящие углы, но и отодвигает от фланца опасное сечение (вероятную поверхность разрыва) — в случае фиг. 858 до *11*, а вместе с тем увеличивает поперечное сечение, работающее при скручивании фланца [4]). При сильном утолщении (конусе) стенки по направлению к фланцу, как это показано пунктиром на фиг. 858, поверхность разрыва еще более отдаляется от фланца, примерно, до *22*. Аналогичное влияние оказывают и ребра. (Ср. фиг. 859 и 860. Направление линии разрыва весьма поучительно. Она приближается к фланцу всегда между двумя ребрами и удаляется от него в тех местах, где находятся ребра, как бы уступая им дорогу).

Фиг. 861.



Таким образом, к нижнему пределу μ допустимо приближаться: при фланцах, толщина которых довольно велика по сравнению с толщиной стенок, при соответствующем утолщении стенок к фланцу и закруглении углов, и, кроме того, при

---

[1]) Наименьшее значение μ, найденное до сих пор автором, составляло 0,28, но дело касалось при этом обработанного чугуна, на стороне волокон, растянутых вследствие изгиба.

[2]) Изображенная деформация ясно показывает, что при изготовлении цилиндра с пришлифованным поршнем (ср. стр. 348 до 351) нужно либо придавать стенкам цилиндра чрезвычайно большую толщину, либо избегать устройства фланцев. В случае высоких давлений жидкости необходимо избегать даже подвешивания цилиндра в поперечине (на заплечике), следовательно, не может найти применения конструкция, изображенная, напр., на фиг. 867.

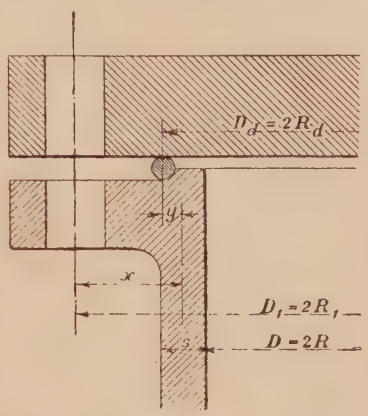
[3]) Стержень прямоугольного поперечного сечения оказывает скручиванию сопротивление, возрастающее пропорционально второй степени меньшей стороны прямоугольника [том I, ур. (76), стр. 43]. Большая сторона влияет лишь в первой степени.

[4]) Поперечное сечение скручивающегося тела имеет при этом форму профиля углового железа. Однако, и такое поперечное сечение сопротивляется скручиванию хуже, чем это часто предполагают [см. том I, ур. (84), стр. 44].

уверенности в отсутствии особенно значительных литейных напряжений. Такие напряжения могут, конечно, оказывать большое влияние на μ. В соответствии с располагаемыми в настоящее время опытными данными, автор считает допустимым принимать μ ниже $^1/_3$ (ср. выноску 1 на стр. 508) лишь для отличного по качеству вязкого чугуна и при условии, если этому благоприятствуют и прочие обстоятельства.

Рассмотренное напряжение стенок цилиндра на изгиб пропорционально расстоянию x болтов от средней поверхности цилиндра. Отсюда вытекает правило располагать болты настолько близко к стенкам цилиндра, насколько это позволяют обстоятельства, особенно — возможность постановки на место болтов и затягивания гаек. При $x = 0$, т.-е. при перемещении сил, прижимающих крышку к цилиндру, в среднюю поверхность последнего, можно избежать напряжения стенок цилиндра на изгиб.

Фиг. 862.



Если давление уплотняющей прокладки не приходится в средней поверхности цилиндра, как это, напр., имеет место на фиг. 862 (здесь уплотнение осуществлено посредством замкнутого кольца из мягкой меди), и если требуется принять в расчет это отклонение от средней поверхности, то напряжение на изгиб стенок цилиндра определяется по формуле

$$\mu\left[\psi\pi R_d^2 p\cdot x-(\psi-1)\pi R_d^2 p\cdot y+\pi(R_d^2-R^2)p\left(R+\frac{s}{2}-\frac{R_d+R}{2}\right)\right]=$$
$$=\frac{1}{6}\sigma_b\pi(2R+s)s^2.$$

Эта зависимость получается на основании того, что крышка нагружена давлением жидкости $\pi R_d^2 p$, а болты для обеспечения плотности согласно п. b (стр. 507) должны быть затянуты сильнее, т.-е. примерно так, чтобы их общая нагрузка составляла $\psi\pi R_d^2 p$, где $\psi > 1$.

Таким образом,

$$\sigma_b = 6\mu\frac{\psi R_d^2 x-(\psi-1)R_d^2 y+(R_d^2-R^2)\left(R+\frac{s}{2}-\frac{R_d+R}{2}\right)}{(2R+s)s^2}p, \qquad (590)$$

где

$$x=R_1-\left(R+\frac{s}{2}\right),\qquad y=R_d-\left(R+\frac{s}{2}\right),$$

а величина ψ, в зависимости от условий, в большинстве случаев колеблется, примерно, между 1,15 и 1,35, но иногда бывает и значительно выше (ср. выноску на стр. 554 и сл.). Если выбрать уплотнение, автоматически действующее под давлением жидкости, как это изображено на фиг. 863 до 865, то можно избежать предварительного затягивания болтов с силой, превышающей полное давление жидкости на всю площадь, находящуюся под этим давлением; следовательно, при правильном в прочих отношениях расчете можно полагать $\psi = 1$. Наконец, должно быть удовлетворено требование

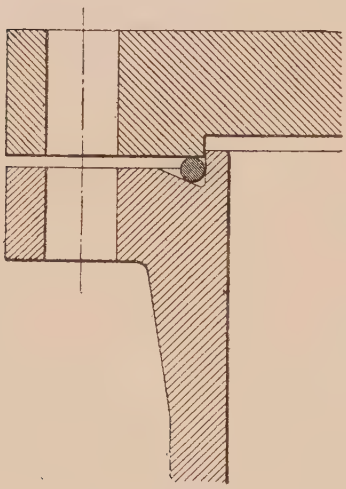
$$1{,}7\sigma_z+\sigma_b\leqq k_b,$$

где

$$\sigma_z=\frac{R^2 p}{(2R+s)s}\cong\frac{Rp}{2s}.$$

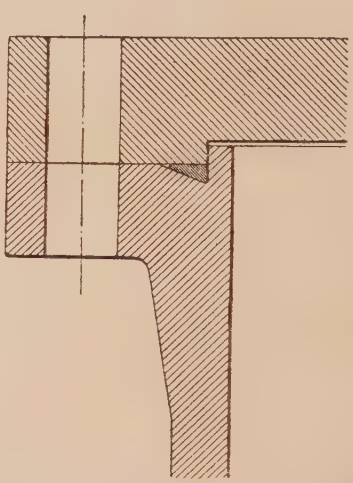
При рассмотрении напряжения прикрепленных болтами крышек, а также стенок цилиндров на изгиб, нами неоднократно подчеркивалось то обстоятельство, что для обеспечения надежного уплотнения болты приходится затягивать сильнее, чем этого требует само по себе давление жидкости. Лица, которым это поручается, иногда затягивают крышечные болты настолько сильно, что как в самих болтах, так и в крышках, фланцах и стенках цилиндра возникают чрезвычайно высокие перенапряжения (ср. также выноску на стр. 503 и 504). Эту опасность во многих случаях удается устранить устройством автоматического уплотнения, подобного, напр., изображенным на фиг. 863 до 865. Крышка, фиг. 863, в целях облегчения центри-

Фиг. 863.



Фиг. 864.

Фиг. 865.



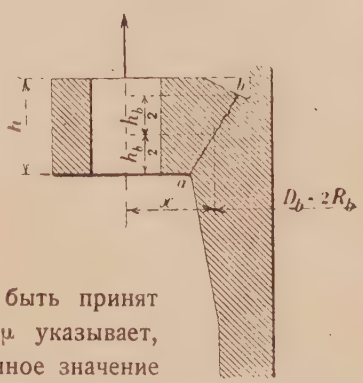
ровки снабжена соответствующей выточкой. В качестве уплотняющего материала здесь применен резиновый шнур, как это, напр., допускается для насосов, подающих холодную воду *). На фиг. 863 соединение показано в том виде, какой оно имеет после того, как шнур заложен в выточку треугольного профиля, но до прижатия крышки к цилиндру, а на фиг. 865 — это же соединение после затяжки болтов. Под влиянием давления жидкости уплотняющий материал отжимается наружу, чем обеспечивается уплотнение при возрастающем давлении, и притом без необходимости подтягивания болтов фланца. Для того, чтобы изготовить кольцевую прокладку, отрезают соответствующей длины кусок резинового шнура с концами, скошенными, примерно, на 20 до 30 *мм*. Поверхности срезов смазывают резиновым клеем (раствор резины „Пара“ в бензине) и, после того, как они полежат некоторое время (около четверти часа) в этом состоянии, их прижимают друг к другу (ср. фиг. 864). Изготовленное таким способом кольцо может быть немедленно заложено на место. Толщина резинового шнура, применяемого для изготовления этих колец, должна быть выбрана с таким расчетом, чтобы его поперечное сечение было немногим меньше площади поперечного сечения треугольной выточки. По опыту автора, распространяющемуся, правда, лишь на уплотнение относительно холодной воды, описанным способом можно достигнуть надежного уплотнения. Обточенный по торцу фланец крышки ложится при этом на обточенный же фланец цилиндра и, благодаря

*) Подробнее об уплотнениях фланцевых соединений см. в главе „Трубы“. [*Ред.*].

этому, занимает относительно последнего вполне определенное положение, чего нельзя сказать о конструкциях уплотнения по фиг. 850, 854, 862.

Выточка треугольного профиля несколько ослабляет фланец цилиндра, так что возникает опасность разрыва фланца, примерно, по линии $a\,b$, фиг. 866. Это подтвердили и опыты автора, показавшие, что излом фланца действительно происходит в таком направлении, а именно — примерно под углом в 45°, если это допускается пропорциями фланца. Последний получается достаточно прочным, если его толщину h, а следовательно и высоту h_b сечения разрыва (ср. фиг. 866) [1]) выбирать так, чтобы было соблюдено условие

Фиг. 866.



$$\mu \pi R_b^2 p x \leqq \frac{1}{6} k_b 2 \pi R_b h_b^2,$$

$$k_b \geqq \frac{3 \mu R_b p x}{h_b^2}, \qquad (591)$$

где поправочный коэффициент μ, на основании результатов упомянутых опытов, для чугуна может быть принят равным 0,8. Эта, полученная из опытов, величина μ указывает, между прочим, на то, что в данном случае существенное значение имеют литейные напряжения.

Относительно других конструкций насосных цилиндров мы должны отослать читателя к специальным работам о поршневых насосах *).

Цилиндр пресса изображен на фиг. 5 табл. 51. Относительно подвода и выпуска воды сохраняет силу сказанное выше по поводу насосных цилиндров. Для расчета толщины стенок, которая у прессовых цилиндров часто получается весьма значительной, следует пользоваться ур. (582), стр. 498, отбрасывая в нем величину a. Требования, предъявляемые к гидравлическим прессам, заставляют ограничивать значения допускаемого напряжения k_z

для чугуна (ср. стр. 498 и 499)	$k_z =$	300	до	600	$кг/см^2$,
„ бронзы	$k_z =$	300	„	600	„
„ фосфористой бронзы, в зависимости от ее состава	$k_z =$	500	„	1000	„
„ стального литья (ср. том I, стр. 109 и сл.) . иногда еще выше,	$k_z =$	1000	„	1200	„
„ сварочного железа, если для изготовления применяется квадратное железо, винтообразно навиваемое на цилиндр и свариваемое в аксиальном направлении . .	$k_z =$	900	„	1800	„

[1]) Автор вводит h_b, а не высоту поперечного сечения излома по направлению наклона (ab), так как в виду неопределенности хода линии разрыва это представляется более целесообразным, а вызываемое этим отклонение учитывается поправочным коэффициентом, который должен быть определен из опытов.

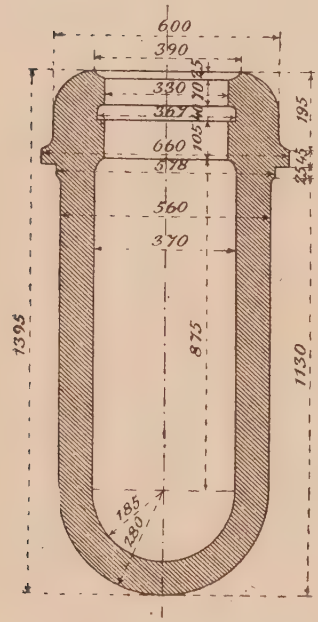
*) График для определения толщины стенок чугунных и стальных насосных цилиндров см. в книге Дамэ, „Поршневые насосы“ (СПБ., 1910), стр. 194. [*Ред.*].

для литого железа . . . . . $k_z =$ до 1800 *кг/см*²

„ литой стали, в зависимости от механических свойств, примерно, до 0,4 сопротивления на разрыв.

Бо́льшие из указанных цифр следует рассматривать, как верхние предельные значения, к которым можно приближаться только в силу необходимости. В случае прессовых цилиндров из стального литья, рекомендуется снестись с металлургическим заводом-поставщиком и не превышать указываемого этим заводом напряжения, допустимость которого он гарантирует. На фиг. 867 изображен прессовый цилиндр из стального литья, изготовленный Бохумским Союзом Горного и Сталелитейного Дела (Bochumer Verein für Bergbau und Gussstahlfabrikation). Гарантированное рабочее давление жидкости составляет 457 *atu*, чему по ур. (145), том I, стр. 59, соответствует значение

Фиг. 867.



$$k_z = 457\,\frac{1{,}3\cdot 56^2 + 0{,}4\cdot 37^2}{56^2 - 37^2} \cong 1200\ кг/см^2.$$

Два других цилиндра того же завода, предназначенные

для $p = 500\ atu$ и для $p = 228\ atu$

имеют диаметры

386 *мм* и 240 *мм*, 640 *мм* и 520 *мм*.

Следовательно, для них

$$k_z = 500\,\frac{1{,}3\cdot 38{,}6^2 + 0{,}4\cdot 24^2}{38{,}6^2 - 24^2} \cong 1190\ кг/см^2,$$

$$k_z = 228\,\frac{1{,}3\cdot 64^2 + 0{,}4\cdot 52^2}{64^2 - 52^2} \cong 1050\ кг/см^2.$$

Наружный диаметр гидравлического пресса, который должен развивать давление P, приобретает минимальное значение для некоторого определенного отношения $\frac{p_i}{k_z} = \zeta$, определяемого следующим образом.

Пользуясь обозначениями фиг. 5 табл. 51, можно написать

$$P = \pi r_a^2 p_i \xi,$$

где коэффициент ξ должен учитывать трение манжеты. Наружный диаметр плунжера r_a можно представить в виде

$$r_a = \eta_1 R_i,$$

следовательно,

$$P = \pi \eta_1^2 \xi R_i^2 p_i,$$

откуда

$$R_i^2 = \frac{P}{\pi \eta_1^2 \xi p_i}.$$

Из ур. (582), если отбросить величину a, получается

$$R_a^2 = R_i^2\,\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i} = \frac{P}{\pi \eta_1^2 \xi k_z}\,\frac{1 + 0{,}4\,\zeta}{(1 - 1{,}3\,\zeta)\,\zeta}.$$

Наружный радиус R_a цилиндра принимает свое наименьшее значение при

$$(1-1{,}3\,\zeta)\cdot 0{,}4\,\zeta-(1+0{,}4\,\zeta)(1-2{,}6\,\zeta)=0\ ^*),$$

$$\zeta=0{,}36,$$

т.-е. при

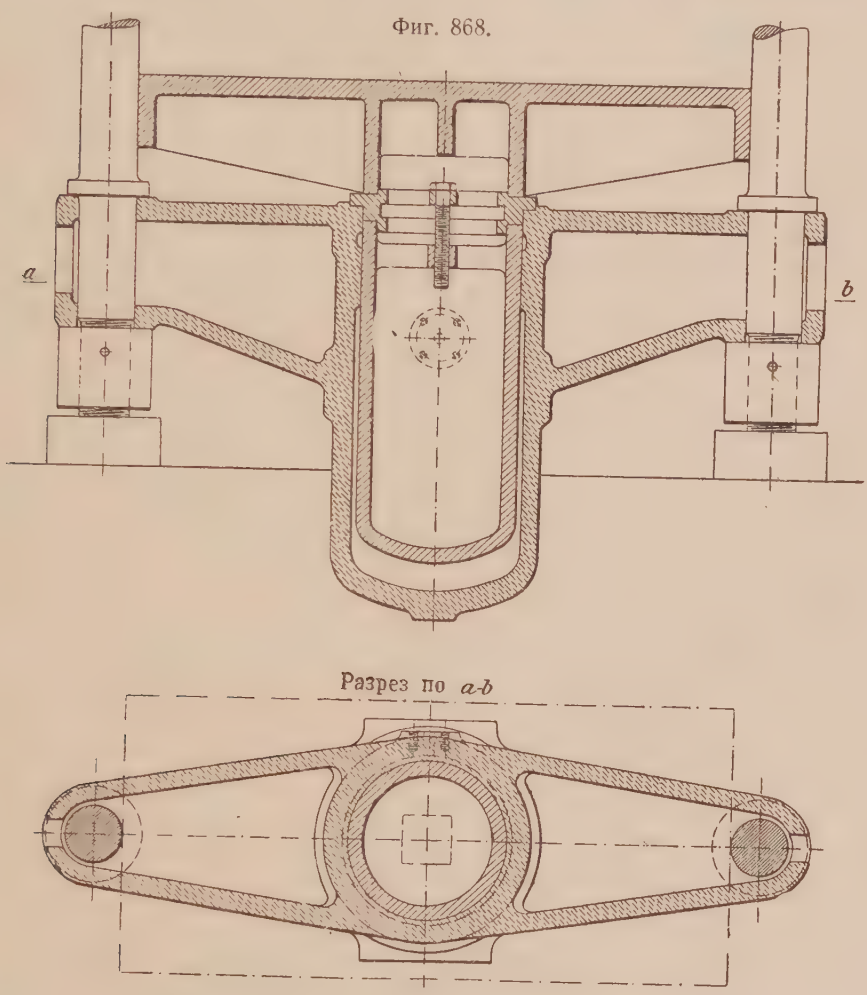
$$p_i=0{,}36\,k_z.$$

Следовательно,

$$min\,(R_a)=R_i\sqrt{\frac{k_z+0{,}4\cdot 0{,}36\,k_z}{k_z-1{,}3\cdot 0{,}36\,k_z}}=1{,}47\,R_i\cong 1{,}5\,R_i.$$

Чтобы получить чугунный цилиндр по возможности без дефектов литья, рекомендуется конструировать его отдельным от других частей пресса и при сборке

Фиг. 868.



подвешивать его в поперечине, а не отливать вместе с нею, как это показано на фиг. 868 (стальная отливка, для пресса с рабочим давлением 150 *атм*). В подоб-

*) Это уравнение получается из условия

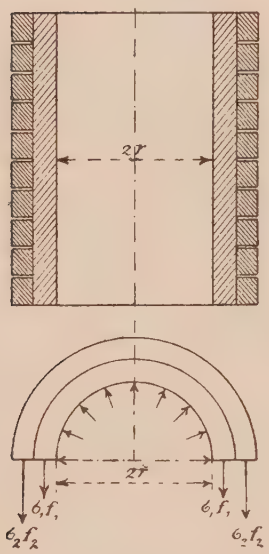
$$\frac{d\,R_a^2}{d\,\zeta}=0$$

при $k_z=$ const. (для определенного материала). *[Ред.]*.

ных конструкциях цилиндр испытывает в процессе отливки высокие изгибающие напряжения, и в нем могут возникнуть литейные напряжения. Вообще говоря, литье оказывается тем менее плотным, чем толще цилиндр. Само собою разумеется, что литье должно производиться с прибылью.

Полые цилиндры, которые должны выдерживать высокое внутреннее давление, напр., трубы орудий (для орудий, скрепленных кольцами), можно изготовлять из насаживаемых один на другой полых цилиндров (трубчатых слоев) таким образом, чтобы еще до приложения внутреннего избыточного давления наружные цилиндры сжимали внутренние; это достигается, напр., горячей посадкой каждого наружного цилиндра на холодный внутренний. Как показывает следующий ниже пример, этим способом полнее используется способность материала оказывать сопротивление действующим на него силам *).

Фиг. 869.



Допустим, что требуется повысить сопротивляемость полого чугунного цилиндра внутреннему давлению путем горячей посадки на него наружных — так наз. стяжных — колец, как это изображено на фиг. 869. Пусть внутренний диаметр $2r$ цилиндра будет настолько велик по сравнению с толщиной его стенок, что с достаточным приближением можно считать напряжения равномерно распределенными по поперечным сечениям цилиндра. Это равносильно, прежде всего, допущению, что наружные волокна стенок являются одинаково длинными и, следовательно, их можно считать находящимися на одинаковом расстоянии от оси цилиндра.

Примем следующие обозначения:

f_1 площадь аксиального поперечного сечения чугунного полого цилиндра высотой в 1 *см*, так что при толщине стенок s_1

$$f_1 = s_1 \cdot 1 = s_1,$$

f_2 площадь поперечного сечения стяжных колец, на 1 *см* высоты цилиндра,

p внутреннее избыточное давление,

σ_1 напряжение в полом цилиндре, т.-е. на площади f_1,

σ_2 напряжение в кольцах, т.-е. на площади f_2.

---

*) Определение прочных размеров цилиндрических слоев орудий и напряжений в материале их производится обычно на основании теории Ляме. Подробное исследование этого вопроса приводится во многих курсах проектирования артиллерийских орудий. См., в частности, G. Kaiser, „Construktion der gezogenen Geschützrohre“, Wien, 1900; его же „Theorie der Elasticität und Festigkeit röhrenförmiger Körper“, Mitteilungen über Gegenstände der Artillerie, 1876, Heft 7 u. 9; Claverino, „Della resistenza dei cilindri cavi semplici e composti“, Giorn. di Artiglieria, 1876, №№ 2 – 5; В. Афанасьев, „Сопротивление разрыву орудий, скрепленных кольцами“, Морской Сборник, 1883; А. Бринк, „Проектирование артиллерийских орудий“, часть I, СПБ., 1901. [*Ред.*].

Тогда, если принимать в расчет влияния сил, действующих в направлении оси цилиндра,

$$2rp = 2\sigma_1 f_1 + 2\sigma_2 f_2,$$

откуда следует

$$\sigma_2 = \frac{pr}{f_2} - \sigma_1 \frac{f_1}{f_2}$$

или

$$f_2 = r\frac{p}{\sigma_1 \frac{f_1}{f_2} + \sigma_2}.$$

Если, напр., допустить

$$\sigma_1 = 250\ кг/см^2, \qquad \sigma_2 = 1000\ кг/см^2$$

и

$$\frac{f_1}{f_2} = 1, \text{ т.-е. } f_1 = f_2,$$

то для $r = 1000\ мм$ и $p = 75\ атм$ получится

$$f_2 = 100\frac{75}{250 \cdot 1 + 1000} = 6\ см^2 = f_1,$$

чему соответствует толщина стенок цилиндра

$$s_1 = 60\ мм.$$

Для колец получается несколько бо́льшая толщина s_2, сообразно тому обстоятельству, что они не лежат плотно одно на другом. Если расстояние между каждыми двумя смежными кольцами равно s_0 и если их высота принята равной их толщине s_2, то последнюю можно определить из уравнения

$$s_2 = s_1\frac{s_0 + s_2}{s_2} = s_1\left(1 + \frac{s_0}{s_2}\right).$$

Если бы прибегнуть к горячей посадке цельного железного цилиндра, вместо ряда отдельных колец, то для него толщина стенок должна была бы составлять $s_2 = 60\ мм$.

При отсутствии стяжных колец напряжение σ_z в стенках чугунного цилиндра определялось бы из равенства

$$200 \cdot 75 = 2 \cdot 6 \cdot \sigma_z,$$

т.-е. получилось бы равным

$$\sigma_z = 1250\ кг/см^2.$$

Посадка горячих колец или цилиндра должна производиться таким образом, чтобы значения σ_1 и σ_2 в действительности не превышали принятых величин $250\ кг/см^2$, соотв. $1000\ кг/см^2$, в недопустимой степени. Для выяснения условий такой посадки можно произвести следующий расчет.

Пусть будет

R наружный радиус чугунного полого цилиндра перед горячей посадкой колец,

$R(1 - \varepsilon)$ внутренний радиус колец перед посадкой,

α_1 коэффициент удлинения чугуна,

α_2 коэффициент удлинения железа,

ε_1 относительное сжатие полого цилиндра в охлажденном состоянии, но до приложения давления жидкости,

ε_2 относительное удлинение стяжных колец в том же состоянии.

После посадки колец и охлаждения наружный радиус чугунного цилиндра составляет $R(1-\varepsilon_1)$, внутренний радиус колец $R(1-\psi)(1+\varepsilon_2)$, следовательно,

$$R(1-\varepsilon_1) = R(1-\psi)(1+\varepsilon_2).$$

Отсюда, пренебрегая в правой части этого уравнения членом $\psi\varepsilon_2$ (как произведением двух весьма малых величин), получаем

$$\psi = \varepsilon_1 + \varepsilon_2.$$

Этот результат можно было бы написать, вследствие его очевидности, и сразу: длина внутренней окружности колец в холодном состоянии перед посадкой должна быть меньше, чем впоследствии, на ту величину, на которую они удлиняются, после предшествовавшего нагревания и посадки, при остывании, и далее, на ту величину, которая соответствует сжатию внутреннего цилиндра, т.-е., с точностью нашего расчета,

$$2\pi R\psi = 2\pi R\varepsilon_1 + 2\pi R\varepsilon_2,$$

$$\psi = \varepsilon_1 + \varepsilon_2.$$

Исходя из постоянного среднего значения α_1 (для чугуна коэффициент удлинения в действительности является переменным) и пренебрегая влиянием давлений, перпендикулярных к оси волокон, на продольные их удлинения, можно получить зависимость между ε_1 и ε_2 из условия равновесия

$$2f_1\frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = 2f_2\frac{\varepsilon_2}{\alpha_2}.$$

Отсюда

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\frac{f_1}{f_2}.$$

Удлинение, вызываемое давлением жидкости p, при сделанных предположениях представляется одинаковым как для чугунного цилиндра, так и для стяжных колец. Если обозначить его через ε, то получится

$$\alpha_1\sigma_1 = \varepsilon - \varepsilon_1,$$

$$\alpha_2\sigma_2 = \varepsilon + \varepsilon_2,$$

откуда непосредственно следует

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1,$$

а так как $\psi = \varepsilon_1 + \varepsilon_2$, то

$$\psi = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1.$$

Это уравнение также можно было бы написать сразу, вследствие его очевидности. При предпосылках нашего расчета произведение $\alpha_2\sigma_2$ представляет результирующее относительное удлинение колец, а $\alpha_1\sigma_1$ результирующее удлинение внутреннего цилиндра. Если предполагать одинаковую длину волокон, то разность

$\alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1$ обоих удлинений может происходить только от того, что при горячей посадке колец последние сразу же были растянуты на ε_2, тогда как внутренний цилиндр был сжат на ε_1.

Таким образом,

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1,$$

а следовательно,

$$\psi = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1.$$

Для ε_1 получается

$$\varepsilon_1 = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1 - \varepsilon_2 = \alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1 - \varepsilon_1\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\frac{f_1}{f_2},$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha_2\sigma_2 - \alpha_1\sigma_1}{1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1}\frac{f_1}{f_2}}.$$

При округленных значениях

$$\alpha_1 = \frac{1}{1\,000\,000} = 0{,}000\,001, \qquad \alpha_2 = \frac{1}{2\,000\,000} = 0{,}000\,000\,5$$

находим

$$\psi = \frac{1000}{2\,000\,000} - \frac{250}{1\,000\,000} = \frac{1}{4000}.$$

Таким образом,

$$\varepsilon_1 = \frac{\frac{1}{4000}}{1 + \frac{0{,}000\,000\,5}{0{,}000\,001}\cdot\frac{1}{1}} = \frac{1}{6000},$$

$$\varepsilon_2 = \psi - \varepsilon_1 = \frac{1}{4000} - \frac{1}{6000} = \frac{1}{12\,000}.$$

Соответственно этому, до того, как начало действовать давление p, напряжение сжатия в чугунном цилиндре составляло

$$\sigma' = \frac{\varepsilon_1}{\alpha_1} = \frac{1000}{6} = 166{,}7\ кг/см^2,$$

а растягивающее напряжение в стяжных кольцах

$$\sigma'' = \frac{\varepsilon_2}{\alpha_2} = \frac{2000}{12} = \frac{1000}{6} = 166{,}7\ кг/см^2.$$

Следовательно, давление жидкости само по себе вызвало в чугунном цилиндре растягивающее напряжение, равное

$$250 + 166{,}7 = 416{,}7\ кг/см^2,$$

а в стяжных кольцах — растягивающее напряжение

$$1000 - 166{,}7 = 833{,}3\ кг/см^2,$$

т.-е. вдвое больше первой величины, в соответствии с введенными в расчет значениями.

На практике внутренний диаметр $2R(1 - \psi)$ стяжных колец делают меньше, чем это соответствует вычисленному значению $\psi = \frac{1}{4000}$, так как в действительности не имеет места настолько совершенное и тесное взаимное прилегание поверхностей,

как это предполагается в расчете, а кроме того происходит некоторое поверхностное сжатие, которое также не учитывается расчетом. Принимать это во внимание тем более необходимо, что найденное значение ψ при $R = 1000 + 60 = 1060\ мм$ дает разность диаметров, равную всего лишь

$$2 \cdot 1060 \cdot \frac{1}{4000} = 0{,}53\ мм.$$

К этой разности нужно, как уже указано, прибавить некоторую величину, зависящую от свойств поверхностей. В случае изготовления стяжных колец или стяжного цилиндра из вязкого материала, это увеличение может быть относительно большим, так как такой материал получает остающееся удлинение, а внутренний чугунный цилиндр при более сильной усадке стяжных колец сам только сильнее сжимается, так что при действии давления p его напряжение получается более низким.

Разность температур при горячей посадке должна быть не меньше $\psi : \alpha_w$, где через α_w обозначен коэффициент теплового расширения данного материала. Если бы в рассматриваемом случае, принимая во внимание характер внутренней поверхности колец, изготовленных из вязкого железа, и наружной поверхности чугунного цилиндра, для $R = 1060\ мм$ принять, напр., $R(1 - \psi) = 1058\ мм$, то при $\alpha_w = \frac{1}{80\,000}$ потребовалось бы нагреть кольца, по крайней мере, на

$$\frac{1060 - 1058}{1060} : \frac{1}{80\,000} \cong 151^\circ\,C.$$

При более точном расчете, в особенности, если диаметр не велик по сравнению с толщиной стенок, необходимо учитывать неравномерность распределения напряжений в стенках цилиндра. (Ср. по этому поводу E u. F., § 58, п. 2).

II. Цилиндры компрессоров и воздуходувок.

На фиг. 1 и 2 табл. 57 изображен, вместе с крышками, клапанами и сальником, цилиндр аммиачного компрессора для небольшого — по причине тяжелых тарельчатых (шпиндельных) клапанов — числа ходов в минуту и для работы мокрым аммиачным паром, конструкции машиностроительного завода Эслинген (ср. также стр. 339 и 375). Цилиндр компрессора представляет собой гладкую цилиндрическую трубу из плотного чугуна, с фланцами для укрепления крышек; последним, в целях обеспечения возможно больших сечений прохода клапанов, придана форма шарового сегмента *). Уплотнением здесь служит кольцо из клингерита, заложенное между гребнем крышки и пазом цилиндра. Каждая крышка снабжена одним всасывающим и одним нагнетательным клапаном. Для смазки в таких компрессорах бывает достаточно масла, увлекаемого поршневым штоком из сальника внутрь цилиндра. Это масло необходимо тщательно отделять, посредством особых аппаратов, из аммиачных паров после их выхода из цилиндра.

В настоящее время, когда такие компрессоры работают в большинстве случаев сухими или перегретыми парами, этот способ смазки представляется уже недоста-

*) Чертежи сходного по конструкции аммиачного компрессора зав. бр. Зульцер см. в книге П. Остертаг, „Компрессоры и воздуходувки“, т. I (Харьков, 1929), стр. 151. [*Ред.*].

точным, и приходится непосредственно впрыскивать масло в цилиндр. Чаще всего это производится с помощью лубрикатора Боша (Bosch) или подобных ему (ср. стр. 524 и сл.). Нередко также собравшееся в маслоотделителе масло, пользуясь разностью давлений в маслоотделителе и во всасывающем трубопроводе, вводят в последний непосредственно перед его входом в цилиндр, где масло смешивается с всасываемыми аммиачными парами. При работе сухими или перегретыми парами недостаточной оказывается также набивка из хлопчатобумажных колец, изображенная на фиг. 2 табл. 57: в этих случаях необходима металлическая набивка, напр., по фиг. 2 табл. 62 или по фиг. 1 табл. 83, при чем часто обходятся без хлопчатобумажной набивки, помещаемой иногда перед металлической. На таблице 83 изображен цилиндр новой конструкции завода Эслинген для указанного способа работы. Клапана (по 2 всасывающих и 2 нагнетательных клапана с каждой стороны цилиндра, сконструированных в виде пластинчатых кольцевых клапанов) помещены здесь не в крышках, а в самом цилиндре. Правда, этим несколько увеличиваются, по сравнению с более старой конструкцией, вредные пространства, но зато при снимании крышек не приходится удалять трубопроводы. Цилиндр снабжен водяной рубашкой для охлаждения рабочей поверхности цилиндра, что́ увеличивает коэффициент подачи при работе перегретыми парами.

Цилиндр из литой стали для углекислотного компрессора, конструкции фирмы Борзиг (A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel), изображен на табл. 59 (ср. стр. 326 и 377). Рабочая поверхность цилиндра, нагнетательные и всасывающие каналы, а также гнезда для клапанов (по 1 всасывающему и 1 нагнетательному клапану с каждой стороны цилиндра, в виде тарельчатых клапанов с трубчатым направлением) высверлены и расточены в сплошном материале. Смазка поршневого штока и рабочей поверхности цилиндра производится глицерином, из сальника.

На фиг. 1 и 2 табл. 63, а также на фиг. 1 табл. 64 изображен цилиндр трехступенчатого воздушного компрессора, конструкции завода Эслинген, производительностью в 32 $м^3$ свободного (всасываемого) воздуха в час при конечном давлении 200 *атм* и 300 *об/мин* (ср. стр. 348). Ступени низкого и среднего давления отлиты за одно целое с рамой машины. Нагруженные пружинами, пластинчатые кольцевые клапана расположены сбоку, ср. фиг. 2 и 3 табл. 63. Цилиндр высокого давления, точно так же чугунный, примыкает сзади. Его клапана (тарельчатые, из стали) помещены в крышке, ср. фиг. 1 табл. 63 и табл. 64. Цилиндры и клапанные коробки, а также крышка цилиндра высокого давления в целях охлаждения омываются водой. Устройство различных уплотнений понятно из чертежей. В последнее время завод часто осуществляет уплотнение посредством пришлифовки, т.-е. обходится без прокладок из уплотнительного материала. Смазка производится впрыскиванием масла в цилиндры с помощью лубрикатора Боша (ср. стр. 524). Обычно охлаждающая вода поступает в рубашку (и выходит из нее) в местах, указанных на фиг. 1 табл. 63, и течет, далее, через особые отверстия (ср. фиг. 1 табл. 64) в крышку. В случае надобности, напр., при длительной сильной нагрузке, можно пускать в крышку добавочную воду через особые отверстия (см. фиг. 1 табл. 63), обычно закрытые пробками.

В больших компрессорах, предназначенных для высоких конечных давлений и имеющих до 5 ступеней давления, цилиндры третьей и четвертой ступени изготовляются в виде стального литья, а цилиндр последней ступени — из кованной стали.

В этом случае цилиндры должны быть снабжены вставными втулками из плотного чугуна (см. по этому поводу работу Остертага, указанную в выноске 1 на стр. 497) *).

На табл. 84 изображен, вместе с клапанными коробками и клапанами, цилиндр доменной воздуходувки, непосредственно соединенной с газовым двигателем, по конструкции завода Gutehoffnungshütte. Число оборотов составляет 70 в минуту, ход 1400 *мм*. При нормальной работе воздуходувка должна давать давление дутья около 1 *ати*, а при выключении одной стороны цилиндра — около $1^1/_2$ *ати*. Подробнее об этом и других способах работы, цель которых состоит в том, чтобы при различном давлении дутья заставить газовый двигатель работать постоянно по возможности с полной нагрузкой, т.-е. с близким к минимальному расходом газа, см. напр., в статьях Гофмана (R. Hoffmann) в Z. d. V. d. I., 1906, стр. 1536 и сл.; 1912, стр. 463 и сл.

III. Паровые цилиндры.

Подробное рассмотрение этих цилиндров, весьма разнообразных по конструкции, входит в задачу специальных сочинений о паровых машинах [1]), здесь же мы сообщим по этому вопросу лишь самое существенное.

От материала, применяемого для изготовления паровых цилиндров, обычно — чугуна, требуется, чтобы он давал плотное литье, чистые и стойкие (на износ) рабочие поверхности (относительно поршней и золотников), иначе говоря, от него требуется известная твердость. Однако, с другой стороны, он должен обладать и достаточной вязкостью, особенно в виду возможности внутренних напряжений в отливке, которые, при сложности формы парового цилиндра и неизбежности во время работы разностей температур, часто могут стать довольно значительными. Поэтому выбор надлежащего состава чугуна (серый чугун с добавлением вязкого литого железа или стали) имеет большое значение, даже в том случае, если конструктор справился со своей задачей и при проектировании формы цилиндра позаботился о возможном уменьшении неизбежных литейных напряжений, которые часто еще усиливаются разностями температур, устанавливающимися во время работы машины. Там, где изменение толщины стенок неизбежно, напр., в местах перехода от трубы к фланцам, этот переход должен быть сделан постепенным. Размещение болтов ближе к стенке уменьшает изгибающий момент, а вместе с тем и необходимую толщину фланцев. Ребра осложняют отливку, способствуют появлению литейных напряжений и, кроме того, могут иметь следствием несимметричные тепловые расширения. Поэтому их следует по возможности избегать. Стремление избежать скопления литейных масс, можно, напр., видеть в конструкции цилиндра по фиг. 1 табл. 87. Конструкция и способ отливки должны быть согласованы таким

*) В компрессорах для сжатия кислорода все части, соприкасающиеся с газом, изготовляются из бронзы или меди. В цилиндр должна быть вставлена бронзовая втулка. [*Ред.*].

[1]) Фрей (Frey), „Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen", из серии „Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau" von C. Volk, Berlin, 1912 [2-ое изд. 1927 г.]. Дуббель (Dubbel). „Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen", 6-ое изд., Berlin, 1921. Фрейтаг (Freytag). „Die ortsfesten Dampfmaschinen", Leipzig, 1911.

образом, чтобы поднимающиеся в форме вместе с металлом загрязняющие его примеси не могли оседать на поверхностях, плотность и чистота которых являются существенно важными. В цилиндрах, отливаемых вертикально, должна быть предусмотрена прибыль; это обстоятельство может влиять на конструкцию верхнего фланца.

В отношении толщины стенок здесь, в общем, сохраняет силу то, что было сказано по поводу растачиваемых насосных цилиндров. Учитывая условия изготовления, транспорта, установки, износа, сохранения круглого поперечного сечения (особенно при расточке и относительно действующих во время эксплоатации сил, часто вызывающих высокие изгибающие напряжения в цилиндре), и считаясь с возможностью повторной расточки (необходимой вследствие износа), мы принимаем толщину стенок чугунного цилиндра внутреннего диаметра D равной

$$\left.\begin{array}{l} s = \dfrac{D}{50} + 13\ мм \text{ при вертикальной отливке,} \\ s = \dfrac{D}{40} + 15\ мм \text{ при горизонтальной отливке,} \end{array}\right\} \text{с паровой рубашкой}$$
$$s = \frac{D}{30} + 15\ мм \text{ для цилиндров без рубашки, предназначенных для работы перегретым паром.} \qquad (592)\ *)$$

Для напряжения, вызываемого только внутренним избыточным давлением пара при обычных его давлениях, была бы достаточна меньшая толщина стенок. При высоких давлениях рекомендуется проверять, не будет ли превзойдено допускаемое напряжение материала на растяжение.

Стенки вертикальных цилиндров, в виду одинакового со всех сторон износа и отсутствия изгибающих напряжений, можно делать на 10 до 20% тоньше, чем получается по ур. (592). То же относится к цилиндрам очень коротким сравнительно с длиной.

В специальных случаях необходимость может заставить конструировать цилиндр возможно более легким. При этом доходят до $^3/_4$ или $^2/_3$ значений, даваемых ур. (592), однако, это всегда связано с опасностью, что цилиндр не получит точно круглой формы или не сохранит ее. В иных случаях, напротив, превосходят даже определяемую ур. (592) толщину стенок, особенно, если дело касается сравнительно длинных горизонтальных цилиндров, испытывающих значительные изгибающие напряжения. Само собой разумеется, что на выбор толщины стенок может влиять и большая или меньшая сложность всей отливки.

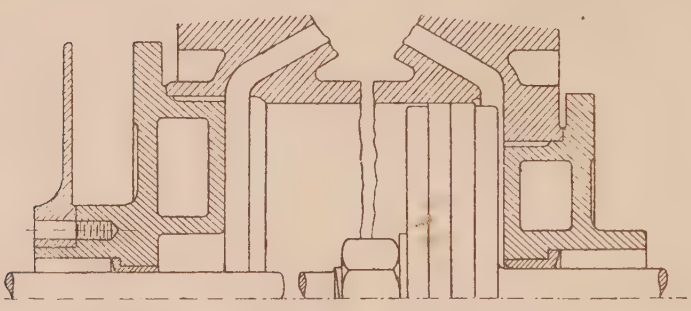
У торцов цилиндр уширяется, для того, чтобы при постепенном срабатывании его поверхности поршнем или поршневыми кольцами не мог образоваться уступ. При этом ход поршня относительно цилиндра должен быть рассчитан таким образом, чтобы в крайнем положении поршня первое его кольцо несколько перебегало за ту кромку, от которой начинается упомянутое расширение цилиндра; см. фиг. 1 табл. 93

*) Для вертикальных паровых машин можно пользоваться следующими соотношениями:

$$s = \frac{D}{60} + 12\ мм \text{ при вертикальной отливке,}$$
$$s = \frac{D}{48} + 13\ мм \text{ при горизонтальной отливке.} \qquad [Ред.].$$

(у *b*), а также фиг. 1 табл. 85, фиг. 1 и 5 табл. 86, фиг. 1 и 4 табл. 87. Этот перебег делают возможно малым, чтобы избежать стука („щелканья", „шлепанья") поршневых колец под давлением пара на выступающую часть их поверхности. В последнее время некоторые заводы совершенно отказываются от этого перебега кольца, что́, впрочем, требует надлежащего выбора материала цилиндра, поршня и колец, ср. стр. 330. В виду неблагоприятного влияния, оказываемого вредным пространством цилиндра (тем объемом, который при крайнем положении поршня должен предварительно заполнить входящий пар) и величиною поверхностей, ограничивающих это пространство (вследствие конденсации на них пара), на экономичность работы машины, упомянутое расширение на концах цилиндра не следует делать излишне большим. Поскольку необходимо стремиться к наиболее полному использованию энергии, содержащейся в подводимом паре, нельзя не признать ошибочной конструкцию крышек и днищ, снабженных входящими в цилиндр высокими направляющими, только на небольшой ширине приточенными к цилиндру, так как этим они увеличивают вредное пространство и ограничивающие его поверхности (см., напр., фиг. 870). Эти соображения касаются и формы поршня, на что уже было указано при рассмотрении поршней. Если зазор между боковой поверхностью уступа крышки и стенками цилиндра (фиг. 870) настолько мал, что это пространство остается постоянно заполненным жидкостью, то упомянутое вредное влияние его почти совершенно отпадает [1]).

Фиг. 870.



Эти же соображения, между прочим, побудили автора доводить пробки на резьбе, закрывающие отверстия для индикатора, почти до внутренней поверхности цилиндра, как это показано на фиг. 1 табл. 85.

Зазор между крышкой и поршнем в конце хода должен учитывать возможные различия в тепловом расширении цилиндра и поршневого штока, а также смещение поршня при регулировании подшипников. При всем том он должен быть по указанным выше причинам возможно малым.

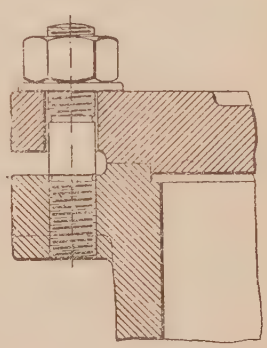
Уплотнение между крышкой (днищем) и цилиндром достигается либо посредством пришлифовки наждаком с маслом, при чем для пришлифовываемой кольцевой поверхности достаточна ширина от 10 до 20 *мм*, либо посредством прокладывания уплотнительного материала в форме тонких дисков. Для паровых машин, работающих насыщенным паром низкого давления, эти прокладки можно делать из обыкновенного картона или холста на сурике, а для машин, работающих насыщенным паром более или менее высокого давления или перегретым паром, из асбестового картона (в виде асбестовых дисков, покрытых тонкой листовой медью или черной жестью), из клингерита и т. п., как это описано ниже в связи с вопросом об уплотнении фланцевых

[1]) Ср. по этому поводу работу Гейнриха, указанную в выноске на стр. 339.

соединений труб. Достаточно бывает и густой суриковой замазки, если фланцы снабжены уплотнительными канавками и тщательно обработаны. Прямоугольные золотниковые коробки, поскольку они не отлиты за одно целое с цилиндром, а также крышки золотниковых коробок не могут, конечно, пришлифовываться, и поэтому их приходится уплотнять всегда при помощи прокладки *).

Прикрепление днищ (крышек) (расчет их был приведен на стр. 501 и сл.) производится посредством болтов, относительно которых действительны указания, сделанные при рассмотрении труб (стр. 553 и сл., а также стр. 539 и сл.). Если уплотнение должно достигаться одной лишь пришлифовкой, без прокладки какого бы то ни было уплотняющего материала, то шпильки, ввинчиваемые в уплотняющую поверхность (том I, фиг. 166 и 168, стр. 235), применяться не должны. Кроме того, следует иметь в виду, что в интересах сохранения гаечной резьбы в чугуне, следует по возможности избегать вывинчивания шпилек, необходимого при повторной шлифовке. Поэтому поверхность уплотнения передвигают от болтов ближе к внутренней поверхности цилиндра, фиг. 871, или же, лучше, применяют, вместо шпилек, изображенных на фиг. 871, болты с головками.

Фиг. 871.



Чтобы облегчить снятие крышек и избавиться от необходимости прибегать для этого к плохому приему, состоящему в том, что под крышку загоняют стамеску или плоское зубило, рекомендуется устраивать отжимные винты, в количестве не меньше трех. В нарезанные отверстия для этих винтов, в случае очень тяжелых крышек, можно ввинчивать, после того, как крышка приподнята отжимными винтами, рымы, чем облегчается снятие крышки с цилиндра.

При конструировании паровых цилиндров следует еще стремиться к тому, чтобы крышки (днища), которые иногда необходимо удалять для осмотра и т. п. внутренних частей, возможно было снимать без предварительного удаления других деталей. Исключение из этого правила допустимо в тех случаях, когда органы распределения помещают в крышках, совершенно отделяя их от собственно рабочего цилиндра. В подобных случаях для возможности снятия крышки приходится предварительно разобрать соединения этих органов с механизмом распределения. Зато такая конструкция дает то преимущество, что рабочий цилиндр можно выполнить в виде гладкой, свободной от напряжений, трубы. Эта конструкция общепринята в прямоточных паровых машинах (табл. 78), но еще до их появления она стала известна благодаря ван ден Керхове (van den Kerchove, Gent).

Далее, необходимо обеспечить надежную смазку цилиндра. Для этого при сквозном поршневом штоке достаточно примешивать к пару масло посредством трубки, открывающейся в трубопровод свежего пара. Если поршень опирается на стенки цилиндра, то необходимо, кроме того, смазывать еще самую рабочую поверх-

*) В современных стационарных паровых машинах чаще всего применяют либо пришлифовку поверхностей стыка крышки с цилиндром, между которыми иногда прокладывают еще промасленную бумагу, либо уплотнение посредством мягкой медной проволоки. Последний способ особенно часто применяют при больших диаметрах цилиндров. [*Ред.*].

ность, иногда — даже в нескольких местах. Непосредственно перед каждым местом смазки в трубопровод должен быть включен возвратный клапан (табл. 78).

Подвод масла производится лучше всего посредством поршневого насоса с принудительным приводом (посредством шестерни или тяги), при чем конструкция этих насосов должна быть такова, чтобы возможно было произвольно устанавливать и дальше поддерживать неизменным количество подаваемого масла. Подвод к поршню масла по способу автоматического падения капель нецелесообразен, так как он зависит от вязкости масла. Каждое место смазки должно получать масло отдельно и независимо от других. Наиболее совершенно удовлетворяют этим условиям сравнительно давно появившиеся смазочные пресса Моллерупа („моллерупы"), известные в конструкции завода Риттер (W. Ritter, Altona). В этих прессах масло, наливаемое вручную в насосный или прессовый цилиндр, постепенно выдавливается в маслопровод очень медленно движущимся вперед поршнем за один ход; поршень приводится в движение посредством храпового механизма и червячной передачи. Однако, в виду того, что эти насосы занимают довольно много места, они мало практичны для питания многочисленных мест смазки и поэтому в последнее время вытеснены насосами с возвратно-поступательным движением поршня и малым рабочим объемом *).

Среди многочисленных конструкций этого рода заслуживает особого внимания лубрикатор Боша, фирмы Бош (Rob. Bosch, Stuttgart). Этот смазочный аппарат состоит из большого числа расположенных по кругу нагнетательных насосов с общим приводом, засасывающих масло из общего резервуара (герм. пат. № 226 279 от 16/XI 1907 г.[1]).

Конструкция, при которой все места смазки обслуживаются одним только рабочим поршнем, и позволяющая произвольно регулировать количество масла, подводимое к отдельным местам, изображена (для 4 мест смазки) на фиг. 3 табл. 66 (выполнение фирмы Роледер и Эннингер — Rohleder & Ehninger, Feuerbach-Stuttgart, герм. пат. № 371 443 от 14/XII 1920 г.). Главными составными частями этого лубрикатора являются: корпус, всасывающий и распределительный поршень c, имеющий вид поворотного золотника (крана Корлисса), рабочий поршень d, приводной механизм e. Рабочий поршень d соединен, посредством штифта h, с всасывающим и распределительным поршнем c таким образом, что может скользить в нем в осевом направлении. При подъеме поршня c кулачком f, он засасывает из масляного резервуара через всасывающий трубопровод масло. В конце хода он поворачивается распределительным колесом g таким образом, что при своем ходе вниз подает масло через два совпадающие в это время канала в распределительную камеру k. Рабочий поршень d, движущийся вместе с ним вниз, ударяется своим выступом i об устанавливаемый при помощи винта упор, вытягивается, вследствие этого, из поршня c и благодаря этому засасывает из камеры k соответствующее количество масла. В конце этого хода вниз распределительное колесо снова поворачивает поршень c; при этом отверстие рабочего поршня d, служившее до сих пор для засасывания, приходит в совпадение с нагнетательным каналом одного из мест

*) Описание различных смазочных аппаратов, применяемых для смазки паровых машин, см., напр., в книге С. В. Вяхирев, „Трение в машинах", М.-Л., 1927, стр. 59 и сл. [*Ред.*].

[1]) Z. d. V. d. I., 1912, стр. 993.

смазки. При следующем ходе поршня c вверх поршень d упирается бунтом l в крышку цилиндра, вследствие чего поршень c начинает двигаться относительно d и вытесняет масло, предварительно засосанное поршнем d, к месту смазки. Этот процесс повторяется для каждого места смазки, при чем количество масла можно устанавливать произвольно, так как для каждого места смазки имеется отдельный упор с регулировочным винтом. Избыток масла, образующийся в распределительной камере k, направляется через перепускные каналы m в камеру n, используется для смазки частей, движущих поршень, а затем поршнем c при соответствующем его положении подается обратно в масляный резервуар. Этот лубрикатор изготовляется для обслуживания до 12 мест смазки и для давлений до 250 *атм*.

Иногда бывает желательно, чтобы масло появлялось в месте смазки в точно определенный момент времени. Так, напр., при смазке цилиндра прямоточной паровой машины по табл. 78 (поверхность скольжения поршня должна смазываться из обоих нижних мест смазки, тогда как оба верхних места должны обслуживать преимущественно кольца) необходимо ставить, по крайней мере, то условие, чтобы масло поступало в цилиндр не в тот самый момент, когда с соответствующей стороны поршня открыты выпускные щели, так как в этом случае выходящий пар увлекал бы за собой масло, прежде чем оно успело бы произвести смазку. Вытекающее отсюда требование, чтобы отдельные места смазки питались независимо во времени одно от другого, может быть выполнено насосами с общим приводом всех поршней или с одним только поршнем лишь в ограниченной степени.

Часто высказываемое пожелание, чтобы в интересах надзора можно было видеть каждую впускаемую каплю масла, потребовало бы, строго говоря, включения контрольного стекла непосредственно перед каждым местом смазки, т.-е. в напорном маслопроводе. В виду связанных с этим трудностей, такие конструкции, насколько известно автору, до сих пор еще не выполнялись [1]). Завод Боша в своем упомянутом выше лубрикаторе устраивает контрольный каплеуказатель, питаемый посредством особой трубки от насосного цилиндра, при чем капли подаются поочередно—одна в указатель, а другая—к месту смазки. В трубку, подводящую к указателю масло, включен запорный орган, находящийся под давлением маслопровода. В самом указателе капля падает свободно, благодаря чему особого уплотнения контрольного стекла не требуется (герм. пат. № 369 547 от 31/V 1921 г.). Для того, чтобы в случае неплотности маслопровода в каплеуказателе также не появлялось масла, лубрикатор снабжен особым приспособлением; см. герм. пат. № 371 646 от 14/VI 1921 г.

В лубрикаторе по фиг. 3 табл. 66 правильность его работы узнается по пузырькам воздуха, поднимающимся в контрольном стекле. Как описано выше, нижний поршень c при первом ходе забирает из особого масляного резервуара все потребное для различных смазочных мест количество масла (подаваемое затем рабочим поршнем d) и нагнетает его в распределительную камеру k. При двух последующих ходах к поршню c притекает в избытке подводимое из камеры n в распределительную камеру k масло (засасывание из масляного резервуара невозможно, вследствие запирания всасывающего канала, вызываемого поворотом поршня c), при чем

[1]) О попытке преодолеть эти трудности свидетельствует герм. пат. № 362 178 от 17/IX 1921 г., фирмы К. Герц (Österr.-Ung. Optische Anstalt C. P. Goerz, Wien).

этот поршень вытесняет его назад в масляный резервуар. При четвертом ходе избыточное масло уже ушло, и поэтому поршень c засасывает из камер n и k воздух, который вытесняется назад в k через контрольное стекло и при этом видим в нем.

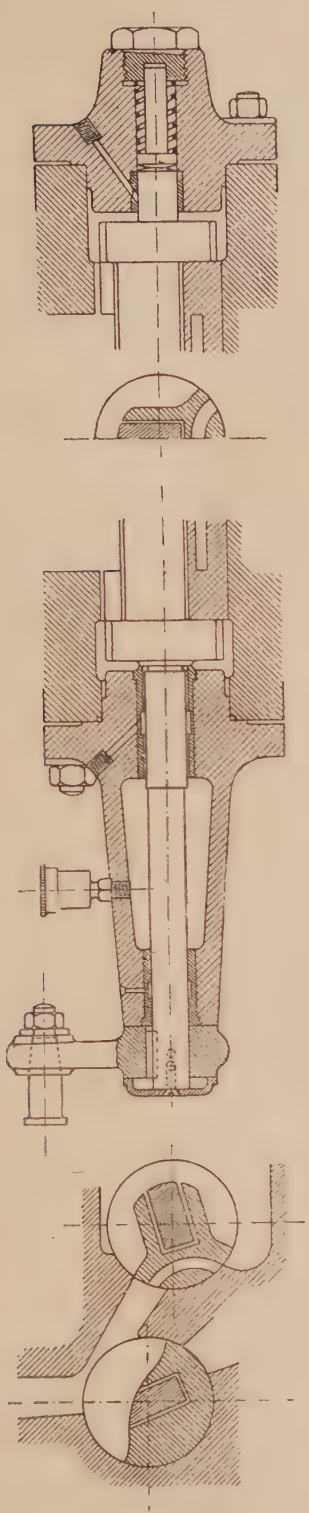
Отвод из цилиндра конденсационной воды проще всего осуществляется в горизонтальной прямоточной паровой машине, табл. 78, в которой выпускные щели (окна) имеют достаточное для этого поперечное сечение. В горизонтальных машинах с золотниковым парораспределением, напр., по фиг. 1 табл. 93 и фиг. 1 до 4 табл. 85 (конструкция фирмы б. Кун), в случае скопления в цилиндре больших масс воды последние могут уходить через золотниковый канал, при чем иногда вода сама отжимает для этого золотник; с этой целью канал отводят от самой нижней точки цилиндра (фиг. 2 табл. 85). Напротив, в распределениях с выпускным клапаном необходимо устройство предохранительных клапанов. Кроме того, часто применяются особые, открываемые и закрываемые вручную, краны. При пуске машины в ход их оставляют открытыми до тех пор, пока цилиндр не прогреется до надлежащей температуры; это устройство применяется, напр., в паровозах (продувательные краны).

При распределении поворотными (круглыми) золотниками (кранами Корлисса), изображенном на табл. 86, а также на фиг. 872 и 873 (конструкция Дерфеля — R. Doerfel — выполнение Каролинентальского машиностроительного завода Бернарда—Karolinentaler Maschinenfabrik J. C. Bernard, vorm. Lüsse, Märky & Bernard), в виду возможности отжимания здесь расположенного внизу впускного крана, можно обойтись без предохранительного клапана.

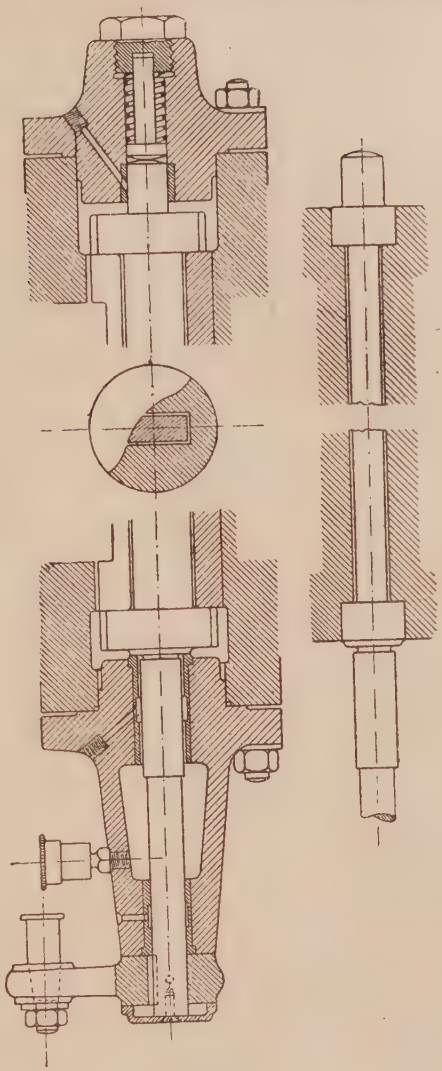
Напротив, в прямоточной паровой машине по табл. 78 предохранительный клапан необходим, но по другой причине, а именно, чтобы при возможной порче конденсации предотвратить чрезмерный подъем давления сжатия и чтобы сигнализировать о таком подъеме слуху машиниста. На тот случай, когда неисправность не может быть сразу устранена и приходится продолжать работу без конденсации, устроены особые, присоединяемые к цилиндру, камеры, посредством которых вредное пространство увеличивается настолько, что давление сжатия не может превысить давления свежего пара. Эти камеры соединяются с цилиндром посредством вентилей, управляемых вручную. Собирающийся в них конденсат выпускают поворотом особого крана, чтобы предотвратить уменьшение вредного пространства. Упомянутые клапана для присоединения должны быть расположены так, чтобы при внезапном прекращении работы конденсационного устройства можно было удобно и быстро привести в действие ручные маховички, сидящие на шпинделях клапанов. В рассматриваемом случае предохранительный клапан и присоединительный вентиль расположены симметрично и в отливке имеют совершенно одинаковую форму, благодаря чему для „левой“ и для „правой“ конструкции требуется только одна модель, и литейная мастерская не может перепутать „левую“ и „правую“ сторону.

С целью по возможности уменьшить считающийся вредным теплообмен между массой цилиндра и паром [1]), паровые цилиндры в особенности у работающих с кон-

[1]) Влияние этого теплообмена сказывается в том, что пар конденсируется на стенках цилиндра и что вода впоследствии снова более или менее полно испаряется. При достаточном перегреве пара это конденсирование прекращается, а вместе с тем теряет свое значение и теплообмен.



Фиг. 872.



Фиг. 873.

денсацией машин для насыщенного пара — окружают так наз. паровыми рубашками, благодаря чему наружная поверхность собственно парового цилиндра омывается горячим паром, и таким образом внутренняя поверхность его защищена от сильного охлаждения. Это обогревание стенок парового цилиндра целесообразно распространить также на дно и крышку, торцевые поверхности которых — особенно в начале впуска свежего пара — составляют значительную часть общей поверхности, по которой происходит теплообмен. Кроме того, эти рубашки дают возможность достаточно прогреть машину перед пуском в ход, благодаря чему соответствующие части ее получают достаточно времени для своего расширения.

В цилиндрах, изображенных на табл. 73, 85 и 86, обогреваются паром боковая поверхность, днище и крышка, поскольку в этих конструкциях это удобно осуществимо. Само собою разумеется, что должна быть обеспечена возможность отвода конденсационной воды, собирающейся в паровых рубашках. Большею частью для этого пользуются упомянутыми на стр. 526 кранами, которые поэтому называются конденсационными.

Паровую рубашку отливают либо за одно целое с цилиндром, как это изображено в конструкциях по табл. 73, 85 и 86, либо обе эти части изготовляют отдельно (ср. стр. 497) и затем вставляют цилиндр в рубашку (табл. 87). На выбор той или другой конструкции решающее влияние оказывают сложность всей отливки и ее абсолютные размеры в связи с возникающими во время работы температурными разностями и обусловленными этим литейными напряжениями. В случае конструкции первого типа (одна цельная отливка) обогреваемое паром пространство закрывается с торцов, которые должны быть отлиты открытыми (по крайней мере отчасти) для удаления шишки, а до этого — для выхода газов, образующихся в шишке во время литья. Торцевые стороны паровой рубашки закрываются крышкой цилиндра (или его днищем), либо слегка коническим кольцом из мягкого железа или меди. Такое кольцо, хорошо пригнанное к двум опорным поверхностям, одна из которых принадлежит самому паровому цилиндру, а другая — цилиндру, образующему рубашку, загоняется в промежуток между ними и зачеканивается. Днище и крышка могут обогреваться паром, поступающим из рубашки цилиндра, как это показано на табл. 85, или же пар подводится к ним по особым трубам, табл. 86. Если наружный цилиндр (рубашка) изготовлен отдельно от рабочего, то для уплотнения применяют: железную замазку по фиг. 874, расчеканиваемые медные кольца по фиг. 875 [1]) или фиг. 876 (при чем перед их посадкой рубашку иногда сильно нагревают), или пеньку, которую набивают туго, как в сальниках, и т. д. При первом способе уплотнения необходима осторожность, так как иначе цилиндр может лопнуть. Нередко также паровую рубашку соединяют с внутренним цилиндром горячей посадкой; в этом случае применение уплотнительного материала становится излишним.

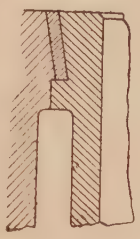
При всех обстоятельствах необходимо обеспечивать самым надежным образом уплотнение между паровой рубашкой, в которую непрерывно подводится свежий пар, и внутренностью рабочего

[1]) Против этой конструкции возражают, что вследствие чеканки стык может разойтись, при чем пар будет выжимать медное кольцо наружу, а это может привести к необходимости постоянной подчеканки.

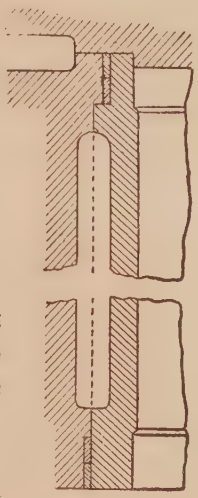
цилиндра, где в среднем имеет место гораздо меньшее давление. При малой доступности мест уплотнения, разрешению этой задачи следует уделять большое внимание.

Вполне целесообразной с этой точки зрения, а также с точки зрения возможного уменьшения внутренних напряжений в отливке, представляется конструкция паровой рубашки Дерфеля, фиг. 6 табл. 87 [1]). Концевые части рубашки, отлитые за одно целое с цилиндром, посредине соединяются вставкой из листовой стали, пружинящей в направлении оси цилиндра. К настоящему времени эта конструкция уже нашла применение для цилиндров диаметром до 1650 *мм* и длиною хода до 2500 *мм*.

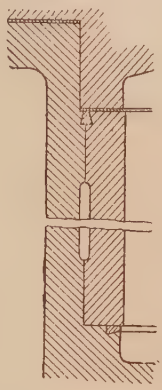
Фиг. 874.



Фиг. 875.



Фиг. 876.



В многоцилиндровых машинах со связанными цилиндрами необходимо с особой тщательностью учитывать разности температур, возникающие во время работы.

С особым вниманием следует относиться к тепловому расширению цилиндров, работающих сильно перегретым паром. На фиг. 1 до 5 табл. 87 изображена конструкция такого цилиндра, принадлежащая заводу б. Кун. Передние и задние клапана отделены одни от других, благодаря чему при правильном присоединении паровых труб возможно свободное расширение. Внутренний цилиндр, т.-е. рабочая втулка, вставляется в соответственно высоко нагретый наружный цилиндр. Возникающее при остывании напряжение, с которым наружный цилиндр охватывает рабочую втулку, должно обеспечивать уплотнение. Пространство, остающееся между рубашкой и втулкой, служит для прогревания машины перед пуском в ход, а также для обогревания цилиндра в случае работы насыщенным или слабо перегретым паром. В цилиндрах, работающих высоко перегретым паром, в настоящее время обычно обходятся без втулки, по причинам, указанным в выноске на стр. 526. В этом случае прогревание малых машин производится повторным приоткрыванием и немедленным закрыванием запорного клапана при поднятых впускных клапанах, тогда как более крупные машины снабжаются для этого особым прогревательным клапаном.

В прямоточной машине обогревание посредством окружения рубашкой всего цилиндра невыполнимо. Поэтому довольствуются обогреванием крышки, которое можно сделать весьма действительным, как это показано на табл. 78, пропуская между ее стенками свежий пар; эта конструкция применима как для насыщенного, так и для перегретого пара. При этом нужно обратить внимание на то, чтобы теплообмен между крышкой, обогреваемой этим способом, и значительно более холодным цилиндром мог происходить только через очень узкие поверхности соприкосновения. Иногда, посредством большего или меньшего перекрытия крышки и соответ-

[1]) Z. d. V. d. I., 1889, стр. 1065 и сл.

ствующего укорочения парового цилиндра (табл. 78), к обогреваемой поверхности крышки добавляют еще небольшую часть боковой рубашки с тою целью, чтобы уменьшить потери как от теплообмена, так и от отвода теплоты через пояс выпускных окон [1]). При этом одновременно достигается то преимущество, что концы цилиндра остаются сравнительно холодными и увеличение внутреннего диаметра цилиндра вследствие теплового расширения удерживается в более тесных границах. Вредное влияние теплового расширения на совершенство рабочего пути для поршня (цилиндр первоначально одинакового по всей длине внутреннего диаметра во время работы принимает гиперболоидальную форму) фирма б. Кун стремится уменьшить, растачивая цилиндр таким образом, чтобы в холодном состоянии он имел (внутри) бочкообразную форму (герм. пат. № 244 499 от 12/II 1910 г.).

Впускаемый пар на табл. 87 и табл. 78 направляется так, что он может входить в клапан со всех сторон. Этим уменьшается потребное свободное пространство над клапаном и достигается равномерное расширение опоры клапанного фонаря.

Цилиндр по фиг. 1 до 5 табл. 87 принадлежит двухцилиндровой машине и помещен сзади, тогда как цилиндр низкого давления примыкает непосредственно к направляющим. Таким образом, последние не должны следовать продольному расширению цилиндра высокого давления, как это было бы при обратном расположении. Следовательно, упомянутое в выноске на стр. 473 более сильное приподымание цилиндра высокого давления согласовано здесь с его бо́льшим расстоянием от направляющих. Последние, равно как и крейцкопф, вследствие более низкой температуры пара в цилиндре низкого давления, нагреваются меньше. Эта конструкция в настоящее время вытеснила прежнее, обратное расположение, применявшееся из эстетических соображений.

Для уменьшения тепловых потерь от лучеиспускания цилиндр окружают теплоизолирующей массой (изоляцией) из кизельгура (толщина изоляции — от 100 до 300 *мм*) и обшивают глянцевой черной жестью или тонким листовым железом. Для укрепления обшивки бывают предусмотрены надлежащие опоры (фиг. 4 табл. 87 и табл. 78). Чтобы можно было изолировать также и фланцы, рекомендуется связывать их с направляющими не винтами с головкой, а шпильками (фиг. 4 табл. 87, табл. 79). Этим одновременно достигается другая цель, а именно то, что при отвинчивании гаек винты не могут упасть в пространство между цилиндром и изоляцией. Если нужно изолировать оба фланца (крышки и цилиндра на табл. 78), то изоляция должна выполняться таким образом, чтобы ее легко было снять и снова поставить на место. Во всяком случае, надо избегать того, чтобы вдоль неприкрытых мест мог протекать воздух.

Распространенное в прежнее время недоверие к устройству уплотнений в таких местах, которые должны быть закрыты изоляционной массой, при тщательном выполнении уплотнения не имеет оснований. Поэтому в настоящее время патрубки для выпуска воды, для смазки и для установки индикаторов, в виду опасности получения неплотных мест в отливке или поломок при перевозке, уже не отливают, как прежде, за одно целое с цилиндром, а привинчивают к нему с помощью длинных

[1]) Штумпф (см. выноску 1 на стр. 340) рекомендует в машинах, работающих насыщенным или слабо перегретым паром, обогревать концы рабочего цилиндра посредством особой рубашки.

цапф с резьбой, применяя при этом прокладки из уплотнительного материала, стойкого при высоких температурах (табл. 78).

Если паровой цилиндр, как это обычно делают, центрально привинчен к фланцу направляющих, то он должен иметь возможность свободно расширяться назад, следовательно, не может быть наглухо приболчен к своей опоре. На табл. 78 видно такое укрепление лапы цилиндра на основной плите. Если цилиндр подвергается действию значительных горизонтальных изгибающих моментов, которые не могут достаточно безопасно восприниматься скреплением с фланцем направляющих (напр., в машинах с большими, далеко выступающими золотниками), то лапы цилиндра необходимо снабжать боковым направлением. При этом, чтобы избежать защемления и реакции боковых направляющих на цилиндр, нужно принимать во внимание тепловое расширение во время работы машины. Указанному условию лучше всего удовлетворяет расположение лапы у заднего конца цилиндра. Исключение допускают для цилиндров прямоточных машин, где область наименее меняющейся температуры лежит посредине, и лапы, примыкающие к поясу выпускных окон, почти не нагреваются (табл. 78). Там, где это возможно, совершенно не делают лап, которые осложняют отливку и вредно влияют на правильность круглой формы цилиндра; в этих случаях цилиндр опирают, подобно трубе, у фланцев, напр., между направляющими и фонарем (ср., напр., фиг. 1 табл. 83). Другой способ устройства опор цилиндра, особенно часто применявшийся раньше в воздуходувках с соединением посредством поршневого штока, а именно, способ так называемой плоской рамы, описан в разделе „Цилиндры двигателей внутреннего сгорания“ на стр. 541.

Толщину стенок золотниковой коробки, каналов, кожухов и т. д., равно как и крышки золотниковой коробки, следует назначать сообразно указаниям, приведенным в томе I, D, стр. 58 до 64. В случае надобности прибегают к тем соображениям, на которых основаны ур. (136) до (159) тома I; по поводу их см. также выноску 2 на стр. 64 тома I. В виду того, что именно при назначении конструктивной формы крышек золотниковых коробок, а также при определении их размеров, конструктора нередко допускают серьезные ошибки, которые неоднократно приводили и до сего времени приводят к тяжелым катастрофам, сопровождающимся человеческими жертвами [1]), автор считает необходимым еще отдельно рассмотреть расчет крышек золотниковых коробок. Это тем

[1]) В этом отношении мы сошлемся на катастрофу, которая случилась 3-го ноября 1891 г. в рейнской гавани Маннгейма и сопровождалась тяжелыми ранениями одного лица, и на другую катастрофу, имевшую место в Дуисбурге 17-го марта 1892 г. и повлекшую за собой смерть 7 человек. Сюда же можно отнести происшедший 2-го января 1895 г. разрыв крышки золотниковой коробки прокатной машины, погубивший 3 человеческих жизни, при чем четвертый рабочий отделался легким ранением.

Прежде всего мы определим для двух первых случаев то давление пара в золотниковой коробке, при котором следовало ожидать разрыва крышки.

1. Крышка золотниковой коробки цилиндра низкого давления на пароходе „Main“ (Маннгейм).

Линии разрыва нанесены на фиг. 877.

Крышка была связана с коробкой 26 болтами внутреннего диаметра от 17,5 до 18 *мм* (вероятно, резьба Витворта $^7/_8''$); при аварии разорвались 22 из них.

Давление на крышку в момент катастрофы было близко, по имеющимся сведениям, к 8 *ати*. Это давление было обусловлено тем, что в цилиндр низкого давления был впущен пар из котла.

более уместно, что именно большая ответственность конструктора, на которого в этом случае ложится и ответственность за жизнь людей, побудила автора в 1889/90 г. путем опытов выяснить вопрос о действительных напряжениях в плоских плитах настолько, чтобы в связи также с результатами его более ранних опытов над влиянием формы поперечного сечения, литейной корки и т. д. на сопротивление чугуна изгибу (том I, стр. 106 и 107) стало возможно действительно судить о напряжении. [Ср. также по этому поводу доклад автора, прочитанный им на

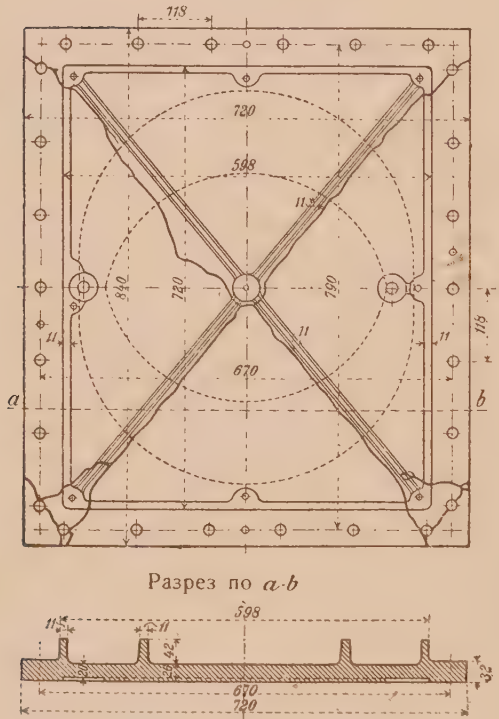
Эти данные, а также сломанная крышка, точный вид которой представлен на фиг. 877, были доставлены автору, благодаря любезному содействию старшего инженера в Маннгейме Изамберта.

По ур. (593), стр. 537, подставляя в него значения

$a = 79$ *см*, $b = 67$ *см*, $\Theta = 315$ *см*^{4} (диагональное сечение), $e_1 = 5{,}04$ *см*, $z_0 = 0{,}884$ *см*, получим:

$$\frac{1}{12}\,\mu\,\frac{79^2 \cdot 67^2}{\sqrt{79^2 + 67^2}}\,p = K_b\,\frac{315}{5{,}04}.$$

Фиг. 877.



При $\mu_0 = 1$ (ребра имеют литейную корку), на основании ур. (160), том I, стр. 106,

$$K_b = K_z\sqrt{\frac{e_1}{z_0}} = K_z\sqrt{\frac{5{,}04}{0{,}884}} = 2{,}39\,K_z.$$

При выборе числового значения прочности на разрыв мы предполагаем хороший материал, того качества, какое было обычно в то время в практике машиностроения, и принимаем

$$K_z = 1300 \text{ до } 1400\ кг/см^2.$$

Однако, в виду указанного выше влияния разности температур, представляется недопустимым брать K_z более 1200 *кг*/*см*^{2}.

В таком случае при $\mu = 1$ получается

$$\frac{1}{12}\,\frac{79^2 \cdot 67^2}{\sqrt{79^2 + 67^2}}\,p = 2{,}39 \cdot 1200\,\frac{315}{5{,}04},$$

$$p = 7{,}1\ атм.$$

Другими словами, разрыва следовало ожидать уже при давлении 7,1 *атм*.

Если допустить напряжение материала на растяжение $k_z = 240$ *кг*/*см*^{2},—в виду наличия литейных напряжений (разности температур) даже и оно является уже весьма высоким,—то безопасное давление пара в золотниковой коробке получилось бы равным всего лишь

$$p \leqq 1{,}4\ атм!$$

2. Крышка золотниковой коробки цилиндра низкого давления винтового буксира „Heinrich“ (Дуисбург).

Цилиндр машины буксира, построенного в 1891 г. фирмой Бюргергоут (Bürgerhout, Rotterdam), подвергался один раз ремонту в Гомберге (Homberg).

Катастрофа произошла во время пробного рейса (см. Zeitschrift des internationalen Verbandes der Dampfkessel- Uberwachungsvereine, 1892, стр. 59).

21-м съезде делегатов и инженеров Международного Объединения Союзов по Котлонадзору в Нюренберге 16-го и 17-го июня 1892 г. (протоколы съезда, стр. 83 и сл., или же журнал Объединения за 1893 г., стр. 1 и сл.). Этот доклад касается вопроса о степени ответственности, действительно падающей на инженера,

Линии разрыва нанесены на фиг. 878 и также имеют диагональное расположение.

Если крышку рассматривать как квадратную, — что представляется допустимым с достаточным приближением, — т.-е. принять $a = b = 70\ см$, то при

$$\Theta = 1004\ см^4 \quad \text{(диагональное сечение)}, \quad e_1 = 5{,}88\ см, \quad z_0 = 2{,}03\ см,$$

получим

$$K_b = \mu_0 K_z \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} = K_z \sqrt{\frac{5{,}88}{2{,}03}} = 1{,}7\, K_z,$$

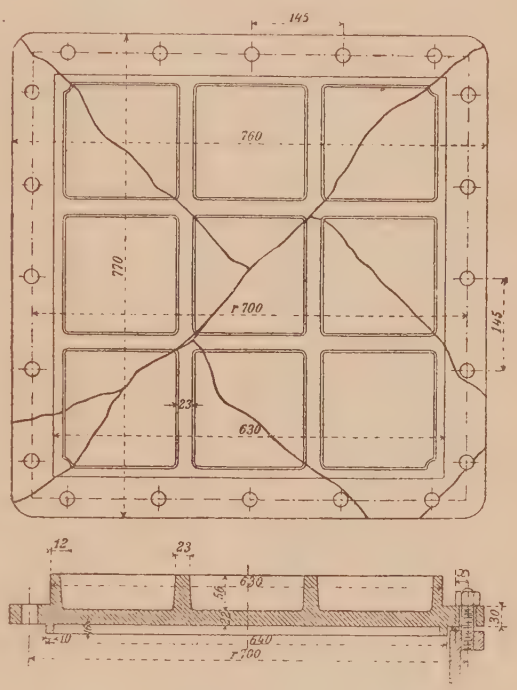
$$\frac{1}{12}\,\mu\, 70^3\, p \sqrt{\frac{1}{2}} = 1{,}7\, K_z \frac{1004}{5{,}88},$$

откуда при $\mu = 1$ и $K_z = 1200\ кг/см^2$

$$p = 15{,}3\ ати.$$

Таким образом, разрыва следовало ожидать при давлении пара 15,3 *ати*.

Фиг. 878.



Согласно замечаниям в п. 1 выноски ($k_z = 240\ кг/см^2$) крышка могла быть нагружена давлением пара не более 3 *ати*. При этом предполагается, что в первоначальном состоянии в отливке крышки не было значительных внутренних напряжений (эта предпосылка при данной форме крышки едва ли была выполнена), и далее, что материалом служил вязкий чугун и что для достижения уплотнения не было надобности затягивать болты настолько сильно, чтобы, вследствие наличия плеча x (расстояние поверхности уплотнения от болтов), могло произойти значительное повышение напряжения изгиба.

3. Крышка золотниковой коробки цилиндра низкого давления прокатной машины.

Пущенная в действие в конце марта 1894 г., машина, два цилиндра которой расположены один за другим, снабжена конденсацией и регулятором, действующим на наполнение цилиндра высокого давления. Мощность машины составляет около 1800 индикаторных *л. с.* при 90 оборотах в минуту. Сообразно требованиям эксплоатации, мощность машины весьма быстро и часто меняется, по данным машиностроительного завода - поставщика — между 200 до 300 и 1500 до 1800 индикаторных *л. с.* Этим изменениям соответствуют давления в золотниковой коробке цилиндра низкого давления между 0,5 и 5 *ата*. Рабочее давление свежего пара составляло 7 *ати*.

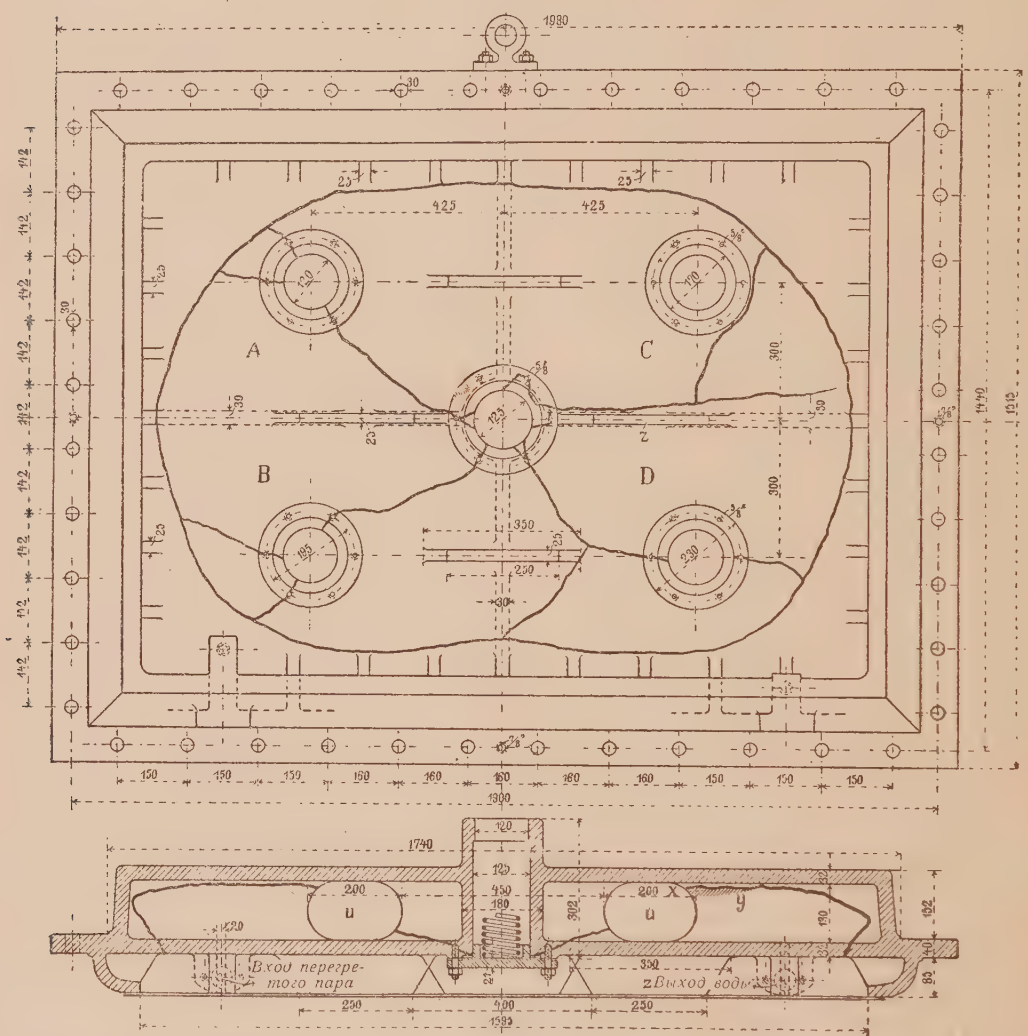
Крышка золотниковой коробки цилиндра низкого давления, как это видно из фиг. 879 и 880, отлита пустотелой. Обе лобовые стенки ее связаны между собой посредине цилиндрической стенкой и, далее, накрест идущими ребрами. Отверстие, окруженное цилиндрической стенкой, предназначено для помещения пружины, прижимающей золотник. Ребра соединительного креста в 4 местах прерваны на длине 200 *мм*. Наружная лобовая стенка имеет 4 отверстия диаметром 120 *мм*, расположенные приблизительно посредине полей *A*, *B*, *C* и *D*, образуемых ребрами. Эти отверстия, закрываемые крышками, служат для удаления шишки

конструкция которого, вследствие недостаточной прочности плоских стенок, вызвала катастрофу].

Как показано путем рассуждений в § 62 E. u. F., разрыва такой плиты, фиг. 881, следует ожидать приблизительно по диагонали. Поставленные впоследствии опыты (E. u. F., § 64, п. 1) подтвердили, что такое направление линии разрыва прибли-

после отливки. Внутрь крышки золотниковой коробки через отверстие диаметром 20 *мм* вводится пар для обогрева ее. Этот пар, отнимаемый из трубопровода свежего пара посредством трубы диаметром 26 *мм*, сначала поступает в рубашку цилиндра высокого давления, затем

Фиг. 879.



протекает через промежуточную часть между обоими цилиндрами, одновременно служащую крышкой, далее — через паровую рубашку цилиндра низкого давления, а также через его заднюю крышку, и, наконец, оттуда, вместе с конденсационной водой, поступает в крышку золотниковой коробки цилиндра низкого давления.

Начатая, как обычно, с утра 2 янв. 1895 г., прокатка шла благополучно до 12 час. дня. В это время машина была выключена, и как раз тогда, когда она сбавляла ход, внезапно

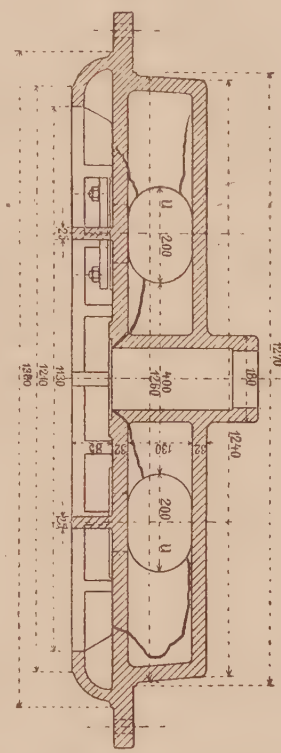
зительно соответствует действительности. То же подтверждается и разобранными в выноске несчастными случаями (фиг. 877 и 878). Сообразно этому, крышку по фиг. 881 можно рассматривать, при условии введения определяемого из опытов поправочного коэффициента, как заделанный по диагонали брус, нагруженный:

а. давлением жидкости p, действующим на внутреннюю поверхность крышки площадью $0{,}5\,a\,b$,

b. силой сопротивления (реакцией) болтов $0{,}5\,a\,b\,p$.

произошел разрыв крышки, при чем самый тяжелый кусок ее, весом в 112 *кг*, был отброшен на расстояние 14 *м*. Линии разрыва нанесены на чертежах. Относительно возможности дефектных мест в поверхностях разрыва впоследствии удалось только установить, что действительно одно ребро на участке $x\,y$ (на фиг. 879, нижний чертеж, справа, это место отмечено штриховкой) примерно на длине 100 *мм* имело старую трещину. Толщина стенок и прочие размеры, показанные на фиг. 879 и 880, взяты с конструктивных чертежей завода, построившего машину. Промер обломков наружной лобовой стенки показал толщину в 30 *мм* против 32 *мм* на заводском чертеже, т.-е. разницу вполне допустимую при изготовлении отливок.

Фиг. 880.



Изучение обстоятельств аварии приводит к следующим результатам.

После выключения машины прежде всего должно было установиться в трубопроводе свежего пара полное котельное давление. Затем давление в обогреваемой крышке золотниковой коробки должно было быстро приблизиться к этому давлению. Таким образом, при расчете напряжения стенок следует исходить из давления внутри коробки в 7 *ати*.

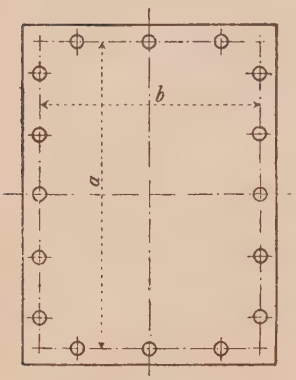
Если сначала предположить, что соединение обеих лобовых стенок крестом из ребер было вполне достаточным для того, чтобы крышка могла безопасно воспринимать указанное давление пара, то надо исследовать прочность 4 полей, A, B, C и D наружной стенки. Если бы в них не было отверстий для удаления шишки, то для каждого из этих полей, длиною около 800 *мм* и шириной около 600 *мм*, при рабочем давлении пара в 7 *ати* следовало бы ожидать, на основании ур. (157), том I, стр. 63, напряжения в

$$\frac{3}{8}\,\frac{7}{1+\left(\frac{60}{80}\right)^2}\left(\frac{60}{3}\right)^2 = 672\ кг/см^2.$$

Однако, отверстие для удаления шишки расположено посредине каждого поля, т.-е. как раз там, где волокна испытывают самые сильные напряжения; следовательно, окно диаметром в 120 *мм* и отверстия под 16-миллиметровые шпильки ослабляют каждое поле самым чувствительным образом. В силу этого максимальное напряжение лобовой стенки возрастает до величины, которая могла значительно превысить 1000 *кг см*^{2}. Точный аналитический расчет в настоящее время, без постановки специальных опытов, невозможен. На полях A и B ясно видно диагональное направление линии разрыва, проходящей в обоих случаях через отверстия под шпильки. Аналогично обстоит дело на поле D. Относительно иного направления линии разрыва на поле C ниже сделаны необходимые замечания.

Уже из этого видно, что прочность отдельных полей крышки была слишком мала, совершенно независимо от имевшихся литейных напряжений, от возможного влияния температурных разностей, а также — изгибающих напряжений, обусловленных затягиванием фланцевых болтов. Не лишено значения и то обстоятельство, что давление внутри золотниковой коробки

Фиг. 881.



При этом предполагается, что уплотнение расположено очень близко к болтам. Если эта предпосылка не соблюдена, то к обеим нагружающим плиту силам присоединяется еще третья, приложенная по поверхности уплотнения (реакция прокладки) и увеличивающая собою значение указанной под п. b силы, как это было объяснено на стр. 501 и сл. для крышки цилиндра. Это дополнительное напряжение до известной степени принято в расчет уже тем, что в п. a находящаяся под давлением поверхность принимается идущей до центров болтов, тогда как, согласно фиг. 850, стр. 501, она равна не $0{,}5\,ab$, а лишь $0{,}5\ (a-2x)(b-2x)$.

сильно меняется: оно то меньше атмосферного давления, то во много раз больше его (см. выше), следствием чего являются постоянные вибрации всей крышки.

Что касается соединения обеих стенок крышки крестом из ребер, то следует сказать, что надежность такого укрепления весьма сомнительна. Литейные напряжения могут получиться здесь очень значительными. Упомянутая выше старая трещина у xy была вызвана, по всей вероятности, именно присутствием этих ребер. Более или менее надежный расчет действительного напряжения ребер поэтому невозможен. Кроме того, следует отметить, что о равномерном распределении давления, испытываемого наружной лобовой стенкой (приблизительно $4 \cdot 80 \cdot 60 \cdot 7 = 134\,400$ *кг*), или хотя бы части этой нагрузки при посредстве креста из ребер не может быть и речи, даже если бы ребра не прерывались. Что касается этих перерывов или отверстий в ребрах, то растягивающие напряжения, вызываемые передачей указанного давления на ребра, проявляются по краям этих отверстий в особенно сильной степени и приводят здесь к разрывам, как показывает направление линий разрыва ребер. Далее, нельзя упускать из виду того, что к нормальным напряжениям, возникающим, как указано выше, в ребрах, присоединяются еще напряжения сдвига, связанные с прогибом всей крышки, нагруженной (если даже не учитывать влияния затяжки болтов) при 4 *ати* внутреннего избыточного давления общей силой, равной $174 \cdot 127 \cdot 4 = 84\,392$ *кг*.

Иной ход линии разрыва в поле C является следствием старой трещины ребра у xy и проявляющегося, вследствие этого, влияния наружного ребра z.

При прочих равных условиях крышка оказалась бы значительно прочнее, если бы отверстия для удаления шишки, а также отверстия u в ребрах, необходимые для прохода жидкости, были расположены ближе к периферии (краю) крышки и размеры их были меньше. Вопрос о том, в какой мере могло вредно повлиять скопление воды в нижней полости поля B, может быть оставлен открытым. Вследствие более низкой температуры этого места крышки в момент аварии по сравнению с температурой быстро входившего пара, могли повыситься имевшиеся уже здесь литейные напряжения или могли возникнуть таковые, если их не было.

Описанные катастрофы ясно указывают на необходимость помнить о том, что в золотниковой коробке цилиндра низкого давления, а также внутри крышки иногда может действовать полное давление пара. Поэтому прочность крышек золотниковых коробок и аналогичных им стенок следует определять расчетом, и там, где чугун при существующих обстоятельствах представляется недостаточно прочным, применять вязкое стальное литье или ковкий материал. Если бы представить себе чугунные крышки такой величины, как в этих случаях (720×840 *мм*, 760×770 *мм*, 1980×1515 *мм*), в качестве стенок парового котла, то — совершенно независимо от существующих предписаний — они были бы сразу же отвергнуты. В паровых же машинах, где они равным образом могут вызвать катастрофу, их применяют, хотя во многих случаях крышка из вязкого литого железа оказалась бы более дешевой (ср. по этому поводу том I, стр. 64, последний абзац п. 9).

Согласно стр. 626 (9-го изд.) E. u. F., изгибающий момент для опасного сечения, которое предполагается расположенным по диагонали, составляет

$$M_b = \frac{1}{12} \frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}} p.$$

Пусть обозначают:

Θ момент инерции указанного поперечного сечения на ширине $\sqrt{a^2 + b^2}$,

e_1 расстояние наиболее напряженного волокна поперечного сечения от соответствующей главной оси последнего,

k_b допускаемое напряжение материала на изгиб, зависящее, согласно ур. (160), том I, стр. 106, от формы поперечного сечения.

Вводя поправочный коэффициент μ (ср. том I, стр. 61 и сл.), получим

$$M_b = \frac{1}{12} \mu \frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}} p = k_b \frac{\Theta}{e_1}. \qquad (593)$$

В виду того, что способ закрепления плиты ближе к случаю свободной опоры, чем к жесткой заделке по периметру, поправочный коэффициент μ следует принять, согласно стр. 63, равным

$$\mu = 1 \text{ до } \frac{9}{8}.$$

Значение μ_0, от которого зависит k_b, поскольку наиболее напряженные волокна лежат в литейной корке, следует принять, согласно тому I, стр. 107, равным

$$\mu_0 = 1 \text{ до } 1{,}1.$$

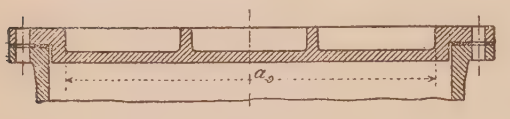
Если, вследствие обработки, литейная корка снята, то, согласно указаниям на стр. 107 тома I, в расчет может быть введено более высокое значение μ_0. В соответствии с общей тенденцией наших расчетов на прочность, следует принимать для μ и μ_0 скорее несколько преуменьшенные значения, чем преувеличенные.

При выборе значений k_b, соотв. k_z, следует иметь в виду (особенно при наличии наружных ребер, как, напр., в крышках по фиг. 877 до 880), что во время работы машины внутренние (сжатые) волокна крышки будут иметь более высокую температуру, чем самые наружные волокна ребер, особенно при впуске пара в холодную золотниковую коробку, а также и во время установившегося состояния в том случае, если ребра подвергаются охлаждающему действию воздуха. Эта разность температур (по сведениям автора ее до сих пор не принимали во внимание) сама по себе вызывает растягивающее напряжение в крайних волокнах ребер, т.-е. вызывает повышение напряжения, определяемого путем расчета. В подобных случаях рекомендуется — даже при соблюдении правил предосторожности, способствующих получению плотного литья и возможному предотвращению внутренних напряжений в отливке — не принимать для k_z более высокого значения, чем, примерно, 200 до 250 $кг/см^2$, вводя в расчет, в качестве p, максимальное избыточное давление пара.

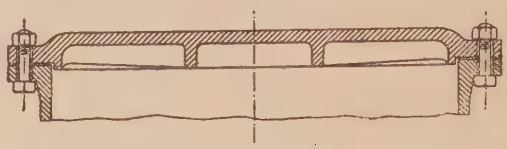
Располагать ребра так, чтобы при изгибе крышки они лежали на стороне растянутых волокон, как, напр., на фиг. 877

и 880, принципиально неправильно: отчасти в виду влияния только-что упомянутой разности температур, особенно же потому, что расстояние e_1, которое сильно влияет на результаты, получаемые из ур. (593), оказывается в таких конструкциях сравнительно большим. Иногда оказывается, что простая (гладкая) прямоугольная плита такого же поперечного сечения, как другая, снабженная снаружи ребрами, оказывается более прочной из двух. Сравнительно более благоприятны условия прочности в конструкции по фиг. 882, так как здесь нейтральная линия сечения расположена не так невыгодно, как в поперечных сечениях по фиг. 877 и 878.

Фиг. 882.



Фиг. 883.



Достаточно хорошо известно и то, что в ребристых крышках также и плотность отливки в местах примыкания ребер к плите часто оставляет желать многого.

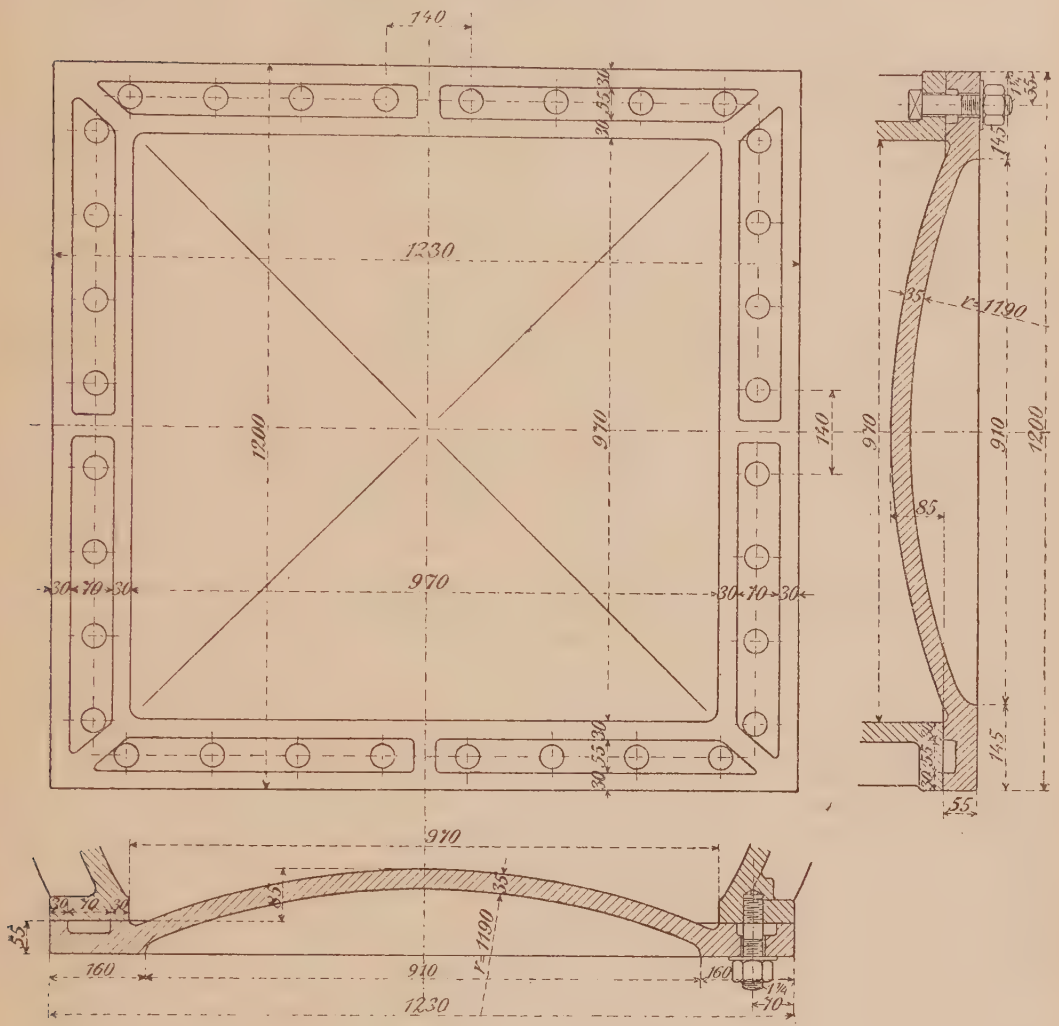
Ребра — если вообще решиться применять их — действительно увеличивают прочность чугунных крышек только в тех случаях, когда они расположены на внутренней стороне крышки, так что растянутым волокнам соответствует меньшее, а не большее расстояние от центра тяжести, как это имеет место, напр., в конструкции по фиг. 883. Вообще говоря, предпочтения заслуживают выпуклые крышки. Такие конструкции изображены на фиг. 883, фиг. 1 и 2 табл. 85, а также на фиг. 884. Особенно последней, сконструированной Киссельбахом (Kiesselbach), крышке свойственна значительная прочность. При больших размерах крышки и высоких давлениях пара целесообразно прибегать также к пустотелым отливкам, либо заменять чугун вязким стальным литьем или кованным материалом. При этом следует всегда относиться с должным вниманием к внутренним напряжениям, обусловленным способом изготовления (отливка) или влиянием температурных разностей во время работы машины, а также принимать во внимание плечо момента силы затяжки болтов относительно поверхности уплотнения, создающей реакцию прокладки. (По поводу этого ср. сказанное на стр. 501 и сл.).

Помимо ур. (593), сложные поперечные сечения должны, конечно, удовлетворять еще тому требованию, чтобы не мог произойти разрыв какой-нибудь отдельной части стенки. Так, напр., если бы в крышке по фиг. 882 не было ребер, то можно было бы опасаться, что средняя часть плиты, длина которой составляет a_o, прежде всего разорвется посредине сама. Толщина этой средней части, которую приближенно можно рассматривать, как заделанную по периметру, должна была бы составлять, по ур. (157), том I, стр. 63,

$$h \geqq \frac{b_o}{2}\sqrt{\frac{3}{4}\cdot\frac{2}{1+\left(\frac{b_o}{a_o}\right)^2}\cdot\frac{p}{k_b}},$$

где b_o короткая сторона этой средней плоской части крышки, а k_b следует выбрать по данным тома I, стр. 107, для прямоугольного поперечного сечения (при наличии литейной корки 280 *кг/см*² до, самое большее, 350 *кг/см*²).

Фиг. 884.



В отношении условия, которое должно быть выполнено, если уплотнение заходит за болты, до наружной кромки крышки, как в случае фиг. 882 и 883, следует принимать во внимание сказанное на стр. 504 и сл. Относительно толщины фланцев крышки см. стр. 511 и стр. 557.

В отношении **болтов**, которые служат для укрепления крышки, важно помнить о том, что общее давление на крышку не распределяется равномерно на все болты. Обычное молчаливое предположение равномерного распределения допустимо только для круглых отверстий, но не для эллиптических или прямоугольных: в этих случаях — в предположении плоской плиты — те болты, которые лежат

ближе всего к центру тяжести нагруженной поверхности (к точке, в которой можно представить себе приложенным общее давление) — в случае фиг. 881 это будут болты посредине длинных сторон, — получают бóльшую нагрузку, чем болты, отстоящие дальше от него. Эта неравномерность распределения давления, экспериментально установленная автором при его опытах с прямоугольными плитами [1]), побудила Международное Объединение Союзов по Котлонадзору в 1891 г. рекомендовать для болтовых соединений в котлостроении определять силу растяжения Q наиболее нагруженного болта фланцевого соединения по формуле

$$Q = \frac{Pt}{2\pi e}, \qquad (594)$$

где

P общее давление на нагруженную поверхность (эллипс или прямоугольник),

t расстояние между болтами (шаг),

e наименьшее расстояние болтов от центра тяжести нагруженной поверхности [2]).

При этом диаметр d болта, в предположении хорошего качества самого болта и уплотнительного материала, а также рациональной обработки поверхностей, должен определяться по формуле

$$d = 0{,}045\sqrt{Q} + 0{,}5 \text{ } см. \qquad (595)$$

Эта формула была введена в Германский Регламент 1926 г. для постройки береговых паровых котлов (см. том I, стр. 211).

Устройством ребер и т. п. можно уменьшить или, наоборот, увеличить эту неравномерность распределения давления на отдельные болты.

Аналогичная неравномерность может иметь место, если отдельные болты обладают различной упругостью, например, вследствие неодинаковой длины. Если, как это часто бывает, в трудно доступных местах фланца цилиндра поставить шпильки, а на остальной части периферии — болты с головкой, то первые, вследствие меньшей подвергающейся растяжению длины, будут воспринимать часть нагрузки бóльшую, нежели последние и, соответственно этому, будут напряжены сильнее. Это повышение напряжения тем значительнее, чем жестче фланец. Автору известен случай, когда из 18 болтов, связывавших задний цилиндр паровой машины с фонарем, три нижних, которые, вследствие примыкания к фланцу клапанной коробки, не могли быть снабжены головками, разорвались во время работы. Произведенное расследование показало, что болты были изготовлены из мало вязкого литого железа, вследствие чего часто повторявшееся перенапряжение их через некоторое время и привело к аварии.

Относительно расчета фланцевых болтов, с применением также к крышкам золотниковых коробок, подробные указания даны на стр. 554 и сл. (Ср. также стр. 505 и сл.) *).

---

[1]) См. Z. d. V. d. I., 1890, фиг. 13 на стр. 1140, выноски на стр. 1106, левый столбец, и стр. 1144, правый столбец, или же „Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten" и т. д., стр. 61, стр. 87 и стр. 103, а также E. u. F., § 64, п. 1.

[2]) Гамбургские нормы 1891 г., стр. 5. Формула (594) была указана Абелем (Abel).

*) По вопросу о допусках по диаметру паровых цилиндров и о пригонке к ним крышек см. стр. 4 и 5 работы Фрея, указанной в выноске на стр. 520. [*Ред.*].

IV. Цилиндры двигателей внутреннего сгорания.

Подробное рассмотрение этих цилиндров является предметом специальных сочинений [1]). Здесь же нам придется ограничиться нижеследующим.

В то время, как в отношении паровых цилиндров приходится заботиться о предупреждении отвода тепла из пространства, в котором пар отдает содержащуюся в нем энергию поршню, в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания возникает задача охлаждения стенок, соприкасающихся с образующимися внутри продуктами сгорания, обладающими очень высокой температурой. В качестве охлаждающего средства применяется вода. В отношении впускных клапанов обычно довольствуются охлаждением, производимым поступающей в цилиндр газообразной смесью.

К неизбежно возникающим при охлаждении разностям температур конструктор должен относиться с полным вниманием. Местные повышения температуры, которые могут вызвать добавочные напряжения, деформации, трещины, повреждения внутренних стенок цилиндра, следует по возможности предупреждать соответствующим направлением потока охлаждающей воды [2]). Литейные напряжения, действующие в том же смысле, нужно ограничивать приданием соответствующей формы и целесообразным выбором поперечных сечений. Эти требования приводят к различным конструктивным решениям, о которых можно судить по нижеследующим примерам.

На табл. 80 изображен цилиндр четырехтактного двигателя простого действия, завода Дейтц (диам. 500 *мм*).

[1]) Кроме уже упомянутых сочинений Гюльднера (том II, стр. 42) и Фёппль-Штромбек-Эбермана (том II, стр. 343), отметим еще следующие: Дуббель (Dubbel), „Grossgasmaschinen", Berlin, 1910 и Кернер (Körner), „Der Bau des Dieselmotors", Berlin, 1918. [Все три книги переведены на русский язык: О. Фёппль-Г. Штромбек-Л. Эберман, „Быстроходные дизеля", М.-Л., 1928; Г. Дуббель, „Двигатели внутреннего сгорания", Одесса, 1927; Камилло Кернер, „Конструирование дизелей", Л., 1928. Другие сочинения общего характера по двигателям внутреннего сгорания, в которых более или менее подробно рассматриваются конструкции цилиндров, приведены в „Указателе литературы" в конце настоящего тома. *Ред.*].

[2]) Энсслин (Ensslin), „Über die Wandungstemperaturen in einem Gasmaschinenzylinder", D. P. J., 1908, стр. 465 и сл.; Юнкерс (Junkers), „Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Grossölmotors", J. d. Sch. G., 1912, стр. 264 и сл.; Гюмбель (Gümbel), „Über die Ursachen von Rissbildungen in Verbrennungskraftmaschinen und die Mittel zu ihrer Beseitigung", Schiffbau, 1914, Heft 7; Рефусс (Rehfuss), „Der Temperaturverlauf in geheizten Wandungen, besonders in Zylinderwandungen von Verbrennungsmotoren", Ölmotor, 1916 1917, стр. 313; Альт (Alt), „Probleme der Ölmaschine und ihre Entwicklung auf der Germaniawerft, Kiel", J. d. Sch. G., 1920, стр. 318 и сл.; Эйхельберг (Eichelberg), „Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmotoren", M. ü. F., Heft 263, 1923. Ср. также работу Якоба (Max Jakob), „Temperaturschwankungen und Wärmeaufnahme der Kolben von Verbrennungsmaschinen", Z. d. V. d. I., 1922, стр. 1138 и сл. [См. также F. W. Burstall, „Experiments on a Premier Gas Engine", Proc. Inst. Engrs., 1908; J. L. Chaloner, „The Design of Marine Oil Engines", Motor-Ship, 1920, July; A. H. Gibson and W. J. Walker, „The Distribution of Heat in a Gas Engine Cylinder", Proc. Inst. Mech. Engrs., 1915; R. Sulzer, „Temperature Variation and Heat Stresses in Diesel Engines", Inst. Naval Architects, 25/III 1926; H. F. G. Letson, „Temperature Distribution and Thermal Stresses in a Diesel Engine Liner", Proc. Inst. Mech. Engrs., 1925, № 1; H. F. P. Purday, „Diesel Engine Design", London, 1928, стр. 164 и сл. *Ред.*].

Собственно рабочий цилиндр, по внутренней поверхности которого движется поршень, имеет форму гладкой трубы, вставленной в наружную рубашку, составляющую одно целое с рамой машины. Так как средняя рабочая температура цилиндра может значительно превосходить температуру рубашки, то цилиндр должен иметь возможность перемещаться в ней в сторону кривошипа. Необходимое уплотнение осуществлено здесь посредством резинового шнура, как это показано на той же таблице (вверху) в увеличенном масштабе. Материалом для изготовления цилиндра служит чугун, дающий отличную рабочую поверхность. На дополнительных фигурах таблицы изображены детали укрепления в той же раме меньших рабочих втулок (диам. 420 и 460 *мм*). Для предупреждения прогиба, который мог бы быть вызван давлением поршня на ее стенки, втулка должна быть укреплена путем придания ей достаточной толщины стенок и устройства для нее надлежащей опоры в рубашке. Последняя не должна препятствовать радиальному тепловому расширению, для того, чтобы рабочая поверхность не подвергалась во время работы поперечному сжатию в соответствующем месте. Поэтому в описываемой конструкции не применена встречающаяся иногда опора рубашки посредине в виде кольцеобразного ребра. Вместо этого, конец втулки далеко выступает из рубашки, чем уменьшается свободная длина, от которой зависит и величина прогиба.

Слева цилиндр закрыт так наз. цилиндровой (реже — клапанной) головкой, которая содержит впускной и выпускной клапаны и приспособление для зажигания горючей смеси. Точно так же, как рабочий цилиндр, головка снабжена охлаждающей рубашкой. Для обеспечения наиболее благоприятной формы пространства сгорания, головку следует конструировать возможно более компактной. В виду опасности преждевременного воспламенения заряда горючего, следует избегать: длинных каналов, в которых газы медленно догорают; острых выступающих кромок или ребер, которые могут принять высокую температуру; мертвых углов (мешков), в которых могут скопляться и раскаляться твердые остатки продуктов сгорания. Патрубки, ведущие наружу из пространства сгорания — за исключением коробки впускного клапана, — совершенно отделены от этого пространства, благодаря чему в этих местах отсутствуют литейные напряжения и во время работы имеется возможность свободного теплового расширения [1]). Относительно напряжений, допускаемых во фланцевых болтах, сохраняют силу указания на стр. 540 в разделе „Паровые цилиндры“. В качестве материала для изготовления цилиндровых головок следует применять плотный вязкий чугун.

Охлаждающую воду следует стараться направлять по возможности таким образом, чтобы она сама уносила выпадающие при нагревании твердые частицы. Если это неосуществимо или осуществимо лишь в неполной степени, то необходимо время от времени удалять осаждающийся ил, прежде чем он, вследствие своей толщины или же затвердевания, вызовет местный тепловой напор (ср. том I, стр. 303). С этой целью камеры для охлаждающей воды снабжают, в случае надобности, люками для очистки. Воздушных мешков, которые подобным же образом вредно влияют на теплопередачу, следует избегать надлежащим направлением потока охлаждающей воды.

[1]) К тому же конструктивному принципу привела и эволюция конструкции головок двухтактных газовых двигателей большой мощности. Ср. работу Шмерзе, упомянутую в выноске 2 на стр. 495.

На табл. 81 и 82, фиг. 1 до 5, изображены цилиндр и крышка четырехтактного стационарного дизеля простого действия, конструкции завода Фр. Крупп в Эссене. Диаметр цилиндра 335 *мм*, ход поршня 500 *мм*. Сказанное по поводу рабочей втулки двигателя по табл. 80 сохраняет силу и здесь. В тех случаях, когда имеет значение малый вес, рубашку отливают из стали. Некоторые заводы уплотняют втулку в рубашке не с помощью круглого резинового шнура и канавки, а посредством сальника, который можно подтягивать и заново набивать, не вынимая втулки. Изображенное на фиг. 5 табл. 81 расширение у верхнего конца внутренней поверхности цилиндра (о цели такого расширения см. стр. 330) некоторыми фирмами не применяется, так как при изменении степени сжатия (см. стр. 457) изменяется и перебег поршневого кольца.

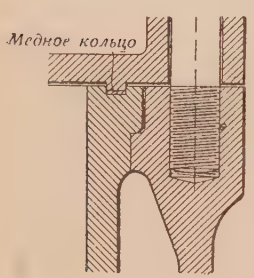
Сверху цилиндр закрывается крышкой, в которой помещены клапана, табл. 81, фиг. 1 и табл. 82, фиг. 1 до 5. Последние расположены на поверхности, по диаметру лишь не на много превосходящей внутренний диаметр цилиндра. Такое размещение клапанов обусловлено необходимостью возможно более компактного устройства камеры сгорания. В результате этого между клапанами остается мало места, что́ затрудняет устройство водяного охлаждения. Поэтому в рассматриваемом случае, чтобы выиграть место, болты крышки и клапан для впуска горючего защищены от охлаждающей воды ввальцованными стальными трубками, которые требуют меньшей толщины стенок, чем втулки из чугуна. Направление охлаждающей воды понятно из чертежей, при чем обращает на себя внимание своеобразное устройство коробки выпускного клапана и выхлопной трубы. Крышка и рубашка цилиндра снабжены отверстиями для очистки, через которые после отливки удаляют шишку, а во время работы через регулярные промежутки времени удаляют выпадающие из воды твердые осадки. Соединение обеих торцевых стенок крышки трубками и ребрами вызывает литейные напряжения, с которыми конструктору приходится бороться выбором соответствующих форм и надлежащим распределением материала, а литейной мастерской — составлением шихты и разными техническими приемами во время отливки. Правильный отжиг уменьшает внутренние напряжения.

Благодаря тому, что болты крышки помещены внутри наружной стенки, они в известных границах разгружают последнюю. Описываемое устройство дает, далее, возможность избежать рассмотренного на стр. 505 и сл. напряжения стенок цилиндра на изгиб, так как оси болтов расположены здесь по средней окружности стенок цилиндра (ср. фиг. 1 табл. 81). Болты снабжены мелкой резьбой, чтобы при требуемом внутреннем диаметре болта получить возможно малый наружный диаметр, а также облегчить затягивание. Расчет болтов обычно производят на давление вспышки 38 *ати*. Форма верхнего фланца станины, обусловленная тем, что в него должны быть ввинчены шпильки, не позволяет охлаждать верхнюю часть рабочей втулки. Вследствие этого, последняя имеет вверху радиальный зазор в рубашке (фиг. 5 табл. 81) и центрируется в станине лишь несколько ниже и под водяным пространством рубашки. Для того, чтобы в этом месте происходило интенсивное охлаждение, воду отводят из верхней точки водяной рубашки (предотвращение воздушного мешка). Отсюда вода направляется в крышку посредством расположенной снаружи изогнутой трубы (табл. 82 фиг. 4). Если, в целях лучшего охлаждения верхней части цилиндра, вода подводится из рубашки в крышку непосредственно через торцевые стенки последней, то это устройство должно быть таким,

чтобы в случае неплотностей был невозможен переход воды в камеру сгорания, так как при пуске в ход это могло бы иметь следствием гидравлический удар.

Уплотнение между крышкой и рабочей втулкой относительно продуктов сгорания осуществлено в этой конструкции посредством гребня и канавки, в которую заложено медное кольцо; последнее лежит в канавке таким образом, что одновременно уплотняет водяное пространство рубашки в обе стороны (см. фиг. 5 табл. 81).

Фиг. 885.



В остальном ср. сказанное на стр. 504 и сл., а также на стр. 553 и сл., относительно расчета частей, соединяемых этим способом. При часто встречающемся расположении уплотнительной канавки только в рабочей втулке, фиг. 885, последней приходится воспринимать всю силу затяжки болтов. Эта сила должна быть передана через посредство бунта на фланец рубашки, в результате чего возникают скалывающие и изгибающие напряжения [1]).

Цилиндр четырехтактного двигателя двойного действия завода Дейтц изображен на табл. 55 и 56 (диам. цилиндра 1000 *мм*) [2]).

Горячие газы действуют поочередно на обе стороны поршня. Расположение впускных и выпускных клапанов совпадает в данном случае с обычным расположением клапанов в паровых машинах. Поток охлаждающей воды проходит через водяную рубашку, в которую он подводится по двум трубам, а затем направляется в левую, соответственно правую крышку. Соединение внутренней стенки с наружной должно быть сделано несколько эластичным, чтобы не препятствовать расширению внутреннего цилиндра. Необходимость считаться с этим расширением влияет также на форму клапанных коробок. В конструкции ясно заметно стремление избежать скоплений материала в местах, подверженных действию продуктов сгорания, где, как показывает опыт, легче всего возникают трещины, вызываемые высокой температурой. В рассматриваемой конструкции в таких местах, по возможности, выдержано наиболее благоприятное соотношение между поверхностями, отдающими теплоту и воспринимающими ее. В виду того, что частые в цилиндрах трещины объясняются в первую очередь местными тепловыми напорами, укрепляющие винты в местах пересечения клапанной коробки с внутренним цилиндром, показанные на фиг. 1 и 4 табл. 55 и часто применявшиеся в прежнее время, впоследствии были оставлены, так как они слишком стесняют доступ охлаждающей воды как раз в эти опасные места. Водяное пространство можно осматривать через отверстия в наружной рубашке цилиндра.

Очень сильно напряженными частями цилиндров газовых двигателей являются коробки выпускных клапанов. Поэтому необходимо принимать меры к тому, чтобы в случае неполадок в работе двигателя их можно было легко осмотреть. В данной конструкции эти коробки доступны со стороны кривошипа, благодаря тому, что, после разборки соединения крейцкопфа с поршневым штоком можно вытащить

[1]) О других формах цилиндров современных дизелей, работающих также по двухтактному циклу, см. статью Негеля (Nägel) в Z. d. V. d. I., 1923, стр. 725 и сл.

[2]) Расчеты этих машин на прочность обычно производятся на максимальное давление вспышки 25 *ати*.

крышку. Задний выпускной клапан становится доступным из фонаря, если отвинтить гайки и отодвинуть назад заднюю крышку.

Чтобы избежать литейных напряжений, принцип конструкции, поясняемый фиг. 6 табл. 87, применили и к цилиндрам двигателей внутреннего сгорания; как показано на этом чертеже, среднюю часть водяной рубашки вырезают. Подобная конструкция изображена на фиг. 1 табл. 88 и 89; она отличается той особенностью, что цилиндр сделан посредине разъемным и снабжен рабочей втулкой, которая защемляется посредством имеющегося на ней наружного буртика или фланца между обеими половинами цилиндра. Благодаря этому она может свободно расширяться в обе стороны. (Конструкция завода Эргардт и Земер — Ehrhardt & Sehmer, G. m. b. H., Zweibrücken).

Соединение, уплотняемое наружу и во внутрь посредством медного кольца, может быть легко разобрано снаружи, если убрать не изображенную на чертеже охлаждающую рубашку, состоящую из двух частей. Она прикреплена к наружной рубашке таким образом, что последняя не подвергается аксиальному напряжению и, следовательно, разгружена от давления вспышки, которое воспринимается одной лишь внутренней рубашкой. Поэтому переход от внутренней рубашки к фланцу разработан с особой тщательностью (плавное закругление, сохранена литейная корка), как это показывают продольные разрезы цилиндра на табл. 88.

Наружная рубашка связана с внутренней посредством не одного только фланца, но также и клапанных коробок и многочисленных патрубков. Подсказываемый этим выбор материала, который позволил бы по возможности уменьшить литейные напряжения, облегчается тем, что рабочая втулка, требующая твердого чугуна, сделана отдельной от рубашки [1]).

Несколько иным способом отделена рабочая втулка от охлаждающей рубашки в цилиндре (диам. 650 *мм*) большого двухтактного газового двигателя конструкции Зигенского Машиностроительного Акц. О-ва (фиг. 2 табл. 83). Рабочую втулку, в которой прорезаны выпускные окна, отливают цельной, подвергают в таком виде полной обработке, а затем посредине перегородок между окнами разрезают на две части, вдвигаемые в охлаждающую рубашку с ее концов. Охлаждающая рубашка должна, таким образом, воспринимать давление вспышки. В виду этого отверстия (люки) для осмотра и очистки внутреннего пространства рубашки усилены кольцами, насаженными в горячем состоянии. Так как крышки этих отверстий расположены в водяном пространстве, они прикрепляются посредством шпилек из литого железа и гаек из дельта-металла. Второй — внутренней — рубашки, которая могла бы явиться источником литейных напряжений, в этой конструкции нет. Уплотнение втулки в выпускном поясе посредством одной лишь плотной пригонки, достигаемой небольшим превышением наружного диаметра втулки в соответствующем месте над внутренним диаметром пояса („отрицательный зазор"), т.-е. без помощи резины, оказывается, по опыту фирмы, достаточным; непременным условием этого является, однако, точная обработка и правильная конструкция рубашки,

[1]) Относительно исторического развития конструкции цилиндров четырехтактных двигателей см. работу Ридлера (Riedler), „Grossgasmaschinen", Berlin, 1905; статьи Рейнгардта (K. Reinhardt), „Die Verwendung von Grossgasmaschinen in deutschen Hütten- und Zechenbetrieben", St. u. E., 1906, стр. 905 и сл., а также Зелльге (Sellge), „Schwierigkeiten im Betrieb der Gasmaschinen und ihre Beseitigung", St. u. E., 1907, стр. 222 и сл.

которая во время эксплоатации не должна утрачивать свою круглую форму. Кромки рабочей поверхности у перегородок между выпускными окнами слегка скруглены, чтобы облегчить перебег через них поршневых колец.

В противоположность обычному в паровых машинах и четырехтактных двигателях внутреннего сгорания „центральному“ способу прикрепления цилиндра к направляющим посредством фланцев, в этой конструкции цилиндр опирается своей средней частью на сквозную раму посредством лап, опорные поверхности которых лежат в его горизонтальной диаметральной плоскости; благодаря этому уменьшено до возможных пределов вредное влияние теплового расширения цилиндра на примыкающие к нему части (распределение и пр.). Это дает возможность прочно связать раму с фундаментом по всей длине машины, что особенно желательно в виду значительных сил инерции. Не следует забывать того, что раме приходится воспринимать при этом значительно больший изгибающий момент, чем при целесообразной форме центрального расположения направляющих. Кроме того, передача усилий от соединительного фланца крышки цилиндра на лапы вызывает еще напряжение рубашки на изгиб, а передача усилий от лап на раму требует весьма прочного соединения между собою этих частей.

В. ТРУБЫ.

Материалом для изготовления труб служат: чугун, сварочное и литое железо. сталь, красная медь, латунь и другие сплавы, свинец, олово, дерево, асфальтированный или просмоленный картон (толь), камни, цемент, глазурованная глина (керамиковые, гончарные трубы) и т. д. К деталям машин можно отнести только те трубы, которые изготовляются из металлов или их сплавов, в виду чего дальнейшее распространяется только на такие трубы [1]).

[Проектом Стандарта 1700 (см. Промстандарт „Металл“, вып. 30, ноябрь-декабрь 1928 г.), для трубопроводов, а также и арматуры, намечены давления „условные“ (т.-е. номинальные), рабочие и пробные (ступени давлений), согласно таблице на стр. 547.

Условные давления, заключенные в скобки, распространяются лишь на трубы; применение их для соединений трубопроводов и арматуры проект Стандарта не рекомендует.

Намеченные ступени давлений (без скобок) составляют приблизительно геометрическую прогрессию с коэффициентом 1,6, близким к коэффициенту американского стандарта (ок. 1,5).

В тех случаях, когда условия работы установок требуют повышенных пробных давлений, следует пользоваться пробным давлением, следующим по порядку в таблице.

Германский стандарт ступеней давления для трубопроводов (DIN 2401) почти не отличается от проекта Стандарта, разработанного для СССР.

[1]) Особый вид труб представляют р у к а в а (шланги). Последние, равно как и их соединения (с о е д и н и т е л ь н ы е ч а с т и р у к а в о в) рассмотрены автором в его работе „Die Konstruktion der Feuerspritzen“, Stuttgart, 1883, стр. 3 и сл.

Относительно размеров всасывающих и напорных рукавов (а также их соединений), установленных NADI, ср. проекты стандартов DIN FEN 106 и 107, соотв. FEN 108 до 116.

кг/см²

Давления условные $P_{усл}$	Наибольшие допустимые рабочие давления			Пробные давления — вода, температура < 100° С $P_{пробн.}$	Давления условные $P_{усл}$	Наибольшие допустимые рабочие давления для воды, жидкостей и легко сжижаемых газов при $t \leq 100°$ С	Пробные давления — вода, температура < 100° С $P_{проб.}$
	для воды, жидкостей и легко сжижаемых газов при $t \leq 100°$ С $P_в$	для пара, газов и трудно испаряемых жидкостей при 100°С $< t \leq 300°$ $P_п$	для газов и перегретого пара при $300° < t < 400°$С $P_{пп}$				
2,5	2,5	2	—	5	(125)	125	160
6	6	5	—	10	160	160	200
10	10	8	—	16	(200)	200	260
16	16	13	10	24	250	250	320
25	25	20	16	35	(320)	320	400
(32)	32	25	20	45	400	400	500
40	40	32	25	55	(500)	500	625
(50)	50	40	32	65	650	650	800
65	65	52	40	85	(800)	800	1000
(80)	80	65	50	100	1000	1000	1250
100	100	80	64	125			

Номинальные проходы трубопроводов и арматуры согласно проекту Стандарта 1701 представляются в виде следующей таблицы:

Диаметры проходов *мм*	Резьба на трубах и арматуре	Площади проходов *см²*	Диаметры проходов *мм*	Резьба на трубах и арматуре	Площади проходов *см²*
6	1/4″ трубн.	0,28	(175)	(7″) трубн.	240,5
10	3/8″ „	0,78	200	8″ „	314,2
13	1/2″ „	1,33	250		490,9
19	3/4″ „	2,83	300		706,9
25	1″ „	4,91	350		962,1
32	1 1/4″ „	8,04	400		1256
38	1 1/2″ „	11,34	450		1590
50	2″ „	19,63	500		1963
65	2 1/2″ „	33,18	600		2827
76	3″ „	45,36	700		3848
(90)	(3 1/2″) „	63,62	800		5026
100	4″ „	78,54	900		6361
125	5″ „	122,7	1000		7853
150	6″ „	176,7	1200		11509

Об основаниях для выбора этого ряда диаметров—см. в пояснительной записке к указанному проекту.

Стандарт DIN 2402 заключает номинальные диаметры труб от 1 до 4000 *мм*. *[Ред.]*.

I. Чугунные трубы.

Эти трубы отливают в вертикальном или горизонтальном положении. Последний способ отливки является более старым и дает менее совершенные изделия.

Шишка заформованных горизонтальных труб сначала прогибается, под действием собственного веса, книзу; затем во время заливки формы, заполняющий ее жидкий металл заставляет шишку прогнуться кверху. Уже по одной этой причине толщина стенок таких труб обычно получается неодинаковой, если даже не касаться вероятности неправильной укладки или смещения шишки. Полное устранение этого недостатка постановкой жеребеек при действии упомянутых сил не всегда достижимо. Кроме того, жеребейки не всегда свариваются с чугуном, вследствие чего те места трубы, где шишка опирается на них, могут получиться неплотными. Это обстоятельство может сказаться особенно заметно в трубах для высоких давлений. К упомянутым дефектам труб, отлитых в горизонтальном положении, присоединяется еще и тот недостаток, что пары и газы, выделяющиеся во время отливки, уходят скорее в вертикальном, чем в горизонтальном направлении; поэтому горизонтально заформованные трубы получаются, вообще говоря, более пористыми. Далее, при вертикальной отливке все примеси, загрязняющие чугун, имеют возможность уйти в прибыль. Кроме того, плотность вертикально отлитых полых цилиндров, отдельные части которых находятся под давлением столба металла, убывающим снизу вверх, именно вследствие этого давления (при длине трубы 3 до 4 *м* давление внизу составляет 2 до 3 *атм*) получается большей, чем у труб, отлитых горизонтально. Очевидно также, что и по своему внешнему виду вертикально отлитая труба заслуживает предпочтения.

Все эти соображения заставляют признать вполне рациональным вертикальный способ отливки труб, применяемый специальными труболитейными мастерскими.

В зависимости от способа соединения труб, различают две главные группы последних: трубы с фланцами (фланцевые) и трубы с муфтами или раструбами (муфтовые, раструбные).

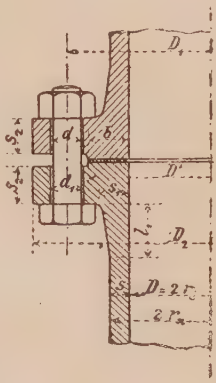
1. Фланцевые трубы.

На фиг. 886 показано соединение двух фланцевых труб. Посредством болтов, обе обработанные торцевые поверхности труб притягиваются одна к другой, сжимая проложенный между ними уплотняющий материал. С целью избежать необходимости обрабатывать всю торцевую поверхность фланца, последнему придают форму, изображенную на фиг. 886 *). Для обеспечения положения прокладки, находящейся

*) Фланцы этой формы для чугунных труб стандартизованы DIN 2530 до 2535 для номинальных („условных“) давлений: 1 и 2,5 *кг/см²*, 6 и 10 *кг/см²*, 16 и 25 *кг/см²* и 40 *кг/см²*. Номин. внутренний диам. труб от 10 до 2000 *мм*. Такого же типа фланцы для чугунных трубопроводов (и арматуры) запроектированы в виде варианта Бюро Стандартизации ГУМП'а для условных давлений 2,5 и 6 *кг/см²*, 10 *кг/см²*, 16 *кг/см²* и 25 *кг/см²*. См. Промстандарт „Металл“, вып. 30 (1928 г.), проекты стандартов 1706, 1707, 1708 и 1709 и объяснительную записку, стр. 19 и сл. *[Ред.]*.

под давлением жидкости, направленным радиально наружу, на торцевых поверхностях фланцев протачивают две или три узких мелких канавки (риски), в которые вдавливается уплотняющий материал. (См. фиг. 888, 927 и 928, стр. 569, а также табл. 59). Для чугунных фланцевых труб, для перехода от фланца к трубе и для чугунных фланцев комитет NADI предложил нормальные размеры; ср. работу: „Die Normung im Rohrleitungsbau“, отдельный выпуск журнала Maschinenbau под названием „Rohrleitungen“ („Трубопроводы“), сентябрь 1923 г. *).

Фиг. 886.



Материал, применяемый для уплотнения, зависит, вообще говоря, от рода жидкости, заполняющей трубопровод. Он должен достаточно хорошо противостоять воздействиям этой жидкости. Для уплотнения применяют резину, каучук, вулканизированную фибру, бумагу и войлочный картон (герм. пат. № 350 539 от 17/VIII 1920 г.), пропитанные льняным маслом, картон с суриком, асбест, асбестовый картон, смеси из асбеста и каучука или резины и других подходящих материалов, спрессованные под высоким давлением в пластины (пластины „Ит“, клингерит и т. д.), а также нитки на суриковой замазке, свинец, медь, латунь, бронзу, мягкое железо — в форме колец круглого или иного поперечного сечения, в виде дисков (шайб) и т. д., лучше всего — в виде широких колец. Резину, при употреблении ее в виде колец или шайб, в целях увеличения прочности снабжают пеньковыми прокладками — внутри или снаружи, либо также прокладками из тонкой проволочной сетки. Металлические широкие кольца часто снабжают внутренними или наружными прокладками из асбеста, резины, кожи, замазки и т. д. (у волнистых колец из листовой меди или мягкого железа впадины между волнами заполняют асбестом или резиной). Асбестовые кольца снабжают наружными прокладками или ободками из листовой красной меди или мягкого железа, и т. д.

Уплотнения из металла, асбеста, с асбестовыми, соотв. металлическими обкладками или без них, равно как упомянутые выше прокладки „Ит“, особенно пригодны для высоких температур [1]).

О способе уплотнения посредством пришлифовки уплотняющих поверхностей, т.-е. без уплотняющего материала, применявшемся уже в самый ранний период развития машиностроения, см. статью Штюкле, указанную в выноске на стр. 366.

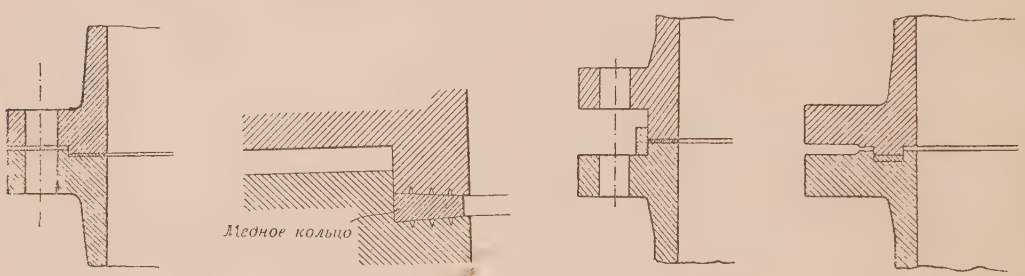
*) Выпущенный в конце 1926 г. DIN 2422 (чугунные фланцевые трубы для номин. давл. 10 *кг/см²*) основан на германских нормах 1882 г. Благодаря этому заводы имеют возможность применять прежние модели и дальше. Главное различие между новыми и старыми нормами — в количестве болтов, о чем см. ниже. [*Ред.*].

[1]) Таблицу различных уплотнительных материалов можно найти в докладе Лехнера (Lechner): „Welches sind die besten Dichtungsmaterialen für hohe Spannungen, und wie haben sich dieselben bewährt?“ в протоколах 23-го Съезда делегатов и инженеров Международного Объединения Союзов по Котлонадзору, происходившего в Эйзенахе в 1894 г., стр. 86 и сл., а также в журнале этого объединения за 1894 г., стр. 401 и сл. (без иллюстраций). См., далее, статью Гроссе (Grosse) в Z. d. V. d. I., 1902, стр. 284 и сл., а также упомянутую в выноске 1 на стр. 366 статью Штюкле и каталоги фирм, изготовляющих уплотняющие материалы.

[Много подробностей относительно различных прокладок и их применения приводится в книге А. И. Сидорова, „Трубы и их соединения“, М., 1912, и особенно Ретшера (Rötscher), „Die Maschinenelemente“, Berlin, 1927, том I, стр. 384 и сл. *Ред.*].

Само собой разумеется, что уплотнения соединений труб можно достигнуть и при помощи автогенной сварки. Однако, при этом соединение получается неразъемным [1]). С увеличением давления жидкости возрастает и опасность, что уплотняющее кольцо будет выдавлено наружу, разорвано или иным образом повреждено и перестанет выполнять свое назначение. Поэтому высота (толщина) уплотняющего прокладочного кольца должна быть умеренной: она не должна превосходить, примерно, 2 *мм*. Указанную опасность можно устранить конструкцией фланцевого соединения по фиг. 887. Здесь уплотняющая прокладка утоплена в одном из фланцев, так что наружная закраина последнего препятствует выпиранию ее наружу. В зависимости от свойств материала, от размеров соединения и всех прочих условий

Фиг. 887. Фиг. 888. Фиг. 889. Фиг. 890.



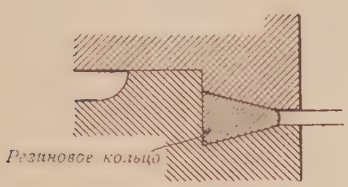
его работы, в конструкции по фиг. 886 существует опасность, что при более или менее высоком давлении уплотнение перестанет действовать — совершенно или только отчасти. В среднем, при давлениях начиная уже с 10 *ати* следует взвесить, не целесообразнее ли применить устройство по фиг. 887 или аналогичное ему. На фиг. 888 изображено уплотнение, сходное с изображенным на фиг. 887, с прокладкой в виде медного кольца; соединение предназначено для давлений воды в 600 *ати* и выше. Конструкция принадлежит фирме Ганиль и Люг (Haniel & Lueg, Düsseldorf). Фланцы сделаны в данном случае не из чугуна, а из литого железа. Конструкции по фиг. 887 и 888, обеспечивающие плотность соединения, обладают тем недостатком (ср. фиг. 854, стр. 504), что слишком сильное затягивание болтов может вызвать значительное напряжение на изгиб (ср. фиг. 858, 861 и 866, стр. 505, 508 и 511). Поэтому, если приходится считаться с возможностью слишком сильного затягивания болтов, которое иногда способно привести к поломке, то необходимо позаботиться о достаточной толщине фланцев по сравнению с диаметром болтов. В виду того, что в этих конструкциях фланцевого соединения заплечик (буртик) одного из фланцев входит в соответствующую выточку другого, этот способ уплотнения имеет еще тот недостаток, что затруднена разборка и сборка отдельных труб в уже существующих трубопроводах, далее, остатки старой набивки нередко можно удалить из канавки, лишь вынув всю трубу; необходимая для этого „раздача“ трубопровода легко может привести к чрезмерно высоким напряжениям. Замечание это относится в особенности к трубопроводам для пара и горячих газов, под действием которых набивка легко высыхает и пригорает, что̀ вызывает необхо-

[1]) Ср. по этому поводу St. u. E., 1920, стр. 715 и сл.

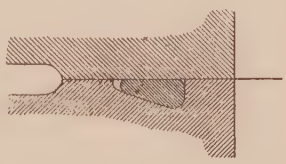
димость частого подтягивания болтов и заставляет, в конце концов, менять набивку [1]). В подобных случаях предпочтительно фланцевое соединение по фиг. 886. Прокладка уплотняющего кольца при этом очень проста, если болты подходят близко к обработанной поверхности стыка („напуску“) труб: для этого достаточно вынуть половину болтов и воспользоваться другой половиной для центрирования кольца. Чтобы воспрепятствовать выдавливанию прокладки наружу, расстояние между соседними болтами (шаг) делают малым.

Недостаток сравнительно трудной сборки и разборки трубопровода при соединениях по фиг. 887 и 888 устранен в конструкции по фиг. 889 (Шмиц — W. Schmitz — герм. пат. № 76 736 от 25/XI 1893 г.). Кольцо, надвигаемое на стык в направлении оси трубы, не позволяет набивке выходить наружу. Освободив болты фланцев и сдвинув кольцо, можно легко вынуть и сменить соответствующую трубу, либо набивку.

Фиг. 891.



Фиг. 892.



Для того, чтобы уплотняющий материал не мог проникнуть внутрь трубы и создать в ней сужение, иногда применяют конструкцию по фиг. 890 с гребнем и пазом [*]). Здесь, кроме того, уплотнение лучше защищено от влияния жидкости, протекающей по трубопроводу. Относительно разборки этого соединения сохраняет силу сказанное по поводу фиг. 887 и 888. Если в качестве уплотняющего материала применяется свинец, то круговой паз становится необходимым. Точно так же делают выточку при резиновых кольцах с пеньковыми прокладками, часто применяемых для уплотнения относительно аммиачных паров.

Для высоких давлений, обычных при применении напорной воды для привода гидравлических подъемных машин и т. д., широкое распространение получило автоматически действующее уплотнение по фиг. 891. Уплотняющим материалом здесь служат резиновые кольца круглого профиля. По существу оно действует таким же образом, как уплотнение, изображенное на фиг. 863 до 865 и описанное на стр. 510. На фиг. 891 показана конструкция фирмы Ганиль и Люг для давлений воды до 150 *кг/см*^{2}.

Чтобы избежать упомянутого выше недостатка, связанного с устройством на торцевой поверхности трубы выступающего буртика, эта же фирма предложила конструкцию по фиг. 892.

На фиг. 893 показано уплотнение посредством резиновых шнуров, удерживаемых в должном положении Т-образным кольцом. Эта конструкция была применена фирмой бр. Зульцер в Винтертуре для водопровода с наибольшим давлением

---

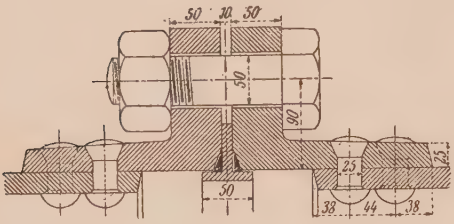
[1]) Нормы 1912 г. трубопроводов для пара высокого давления, составленные Союзом Германских Инженеров, предусматривают гладкие фланцы и бортовые кольца, но размеры фланцев допускают также устройство буртика или паза и гребня по фиг. 890.

[*]) Такая конструкция фланцевого соединения намечена в проектах Стандартов 1709 по 1712 для стальных литых труб, для условных давлений 25, 40, 65 и 100 *кг/см*^{2}. Та же конструкция фланцев принята, как основная, и в американском стандарте 1927 г. и в нормах многих европейских заводов. См. Промстандарт „Металл“, вып. 30, стр. 31. [*Ред.*].

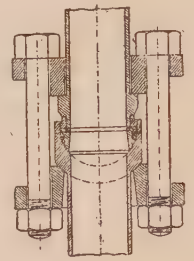
в 30 *ати* при диаметре труб в свету 900 *мм* [1]). Трубы склепаны из листов мартеновского литого железа двухрядными и трехрядными швами в нахлестку. Фланцы сделаны из того же материала в виде цельнокатанных (без шва) колец углового сечения.

Бо́льшую подвижность, притом без напряжения болтов на изгиб, обеспечивают конструкции Гоппе (С. Норре), фиг. 894 и 895 (герм. пат. № 36 798). Внутренняя

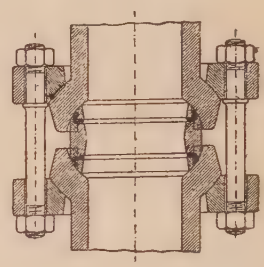
Фиг. 893.



Фиг. 894.



Фиг. 895.

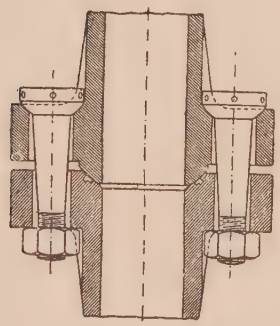


часть фланцев состоит из двух частей, удерживаемых вместе кольцом, насаженным в горячем состоянии. Менее совершенной, но более простой представляется конструкция по фиг. 896 (Гоппе, герм. пат. № 42 126).

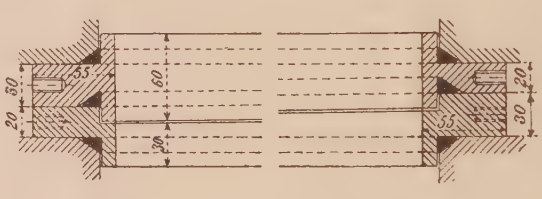
На фиг. 897 изображено устройство, применяемое фирмой бр. Зульцер для того, чтобы при сборке трубопровода сделать возможными небольшие изменения в направлении длины труб [1]).

Относительно размеров труб нужно заметить следующее.

Фиг. 896.



Фиг. 897.



В большинстве случаев практики условия изготовления труб и обращения с ними при транспортировании и укладке, а также возможность возникновения добавочных напряжений вследствие разности температур (паропроводы) или действия внешних сил, особенно, когда дело касается труб, прокладываемых в земле (неравномерное прилегание к опоре, осадка почвы и т. п.), заставляют брать толщину стенок бо́льшей, чем получается из ур. (145), том I, стр. 59, которое учитывает только внутреннее давление жидкости. В виду этого решающую роль обычно играют указанные соображения. Естественно, что влияние их тем значительнее, чем меньше диаметр трубы; поэтому формулы для определения той толщины стенок, какую опыт признает необходимой и достаточной, должны включать значительную добавочную величину. Трубам, отливаемым в горизонтальном положении, следует придавать бо́льшую толщину стенок, соответственно ожидаемым отклонениям в толщине стенок, а также—неодинаковой плотности литья.

[1]) Z. d. V. d. I., 1906, стр. 1520.

Принимаем

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{60} + 7\ мм \text{ для труб, отливаемых вертикально,} \\ s &= \frac{D}{50} + 9\ мм \quad \text{„ „ „ горизонтально,} \end{aligned}\right\} \qquad (596)$$

для тех случаев, когда рабочее давление не превосходит 10 *ати*, а пробное 20 *ати* и, далее, при условии, что трубопровод не подвергается значительным разностям температур. Если последняя предпосылка не соблюдена, как это бывает, напр., во многих паропроводах, то при диаметрах труб, примерно, от 100 *мм* рекомендуется увеличивать значения s, вычисленные по ур. (596), на $^1/_8$ до $^1/_4$. То же относится к таким трубопроводам, которые подвержены особенно вредным влияниям. С другой стороны, трубы для небольших рабочих давлений, напр., трубы газопроводов, воздухопроводов дутья и т. п., можно делать более тонкими *).

Трубы для пара высокого давления, в особенности при большом диаметре их, вообще, не рекомендуется делать из чугуна.

Трубы для напорных водопроводов высокого давления мы рассчитываем, принимая во внимание сказанное выше, по ур. (145), том I, стр. 59, применяя добавочную величину в 7 *мм* при вертикальном способе отливки, т.-е. по формуле

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4\,p_i}{k_z - 1{,}3\,p_i}} + 0{,}7\ см, \qquad (597)$$

где p_i обозначает наибольшее рабочее давление. При этом значение k_z выше 200 *кг/см*^{2} допускается лишь в тех случаях, когда к этому вынуждают особые причины (ср. также стр. 499 и сл.).

В отношении напряжений на изгиб должны быть соблюдены требования, указанные на стр. 501 и сл.

В целях удобства прокладки, а также общей применимости труб со сверленными фланцами, число z соединительных (или фланцевых) болтов должно быть четным и, по возможности, не меньше четырех. В остальном это число определяется тем условием, чтобы расстояние между каждой парой соседних болтов было не больше, примерно, 160 *мм* **). Чем больше это расстояние, тем толще

---

*) При расчете толщины стенок чугунных труб по DIN 2411 исходят из номинального диаметра d и номинального давления p_i, принимая $k_z = 250$ *кг/см*^{2}. Ур. (137), том I стр. 57, дает

$$s = \frac{p_i d}{2\,k_z} + C,$$

где C эмпирическая добавочная величина. При указанном способе расчета значение C выбирается таким образом, чтобы оно изменилось от 0,6 при наименьшей толщине стенки до 0 при $s = 55$ *мм*. Это условие дает для C общее выражение

$$C = 0{,}6\left(1 - \frac{p_i d}{2 \cdot 250 \cdot 5{,}5}\right) = 0{,}6\left(1 - \frac{p_i d}{2750}\right).$$

Следовательно, формула для определения толщины s стенки чугунной трубы

$$s = \frac{p_i d}{2 \cdot 250} + 0{,}6\left(1 - \frac{p_i d}{2750}\right) = \frac{1{,}78\,p_i d + 600}{1000}\ см.$$

Для $s > 55$ *мм* формула совпадает с ур. (137)

$$s = \frac{p_i d}{2\,k_z} = \frac{p_i d}{500}\ см.$$

[*Ред.*].

**) В крайнем случае, до 180 *мм*. [*Ред.*].

должны быть фланцы, так как иначе под действием сильного внутреннего давления они прогнутся и будут пропускать жидкость (ср. фиг. 930). С другой стороны, чем толще фланцы, тем больше вероятность пористости отливки в том месте, где более тонкая стенка трубы примыкает к фланцу. Если нагрузка болтов давлением жидкости (учитывая то обстоятельство, что гайки с самого начала приходится сравнительно сильно затягивать, а затем часто подтягивать и во время эксплоатации) не требует большего числа болтов, то указанные требования будут соблюдены при следующих числах болтов:

для $D =$ 40 до 125, 150 до 225, 250 до 300, 325 до 400, 425 до 500 *мм*
$z \geqq$ 4 6 8 10 12 болтов,
для $D =$ 550, 600, 650 до 700, 750 до 800, 900, 1000 *мм*
$z \geqq$ 14 16 18 20 22 24 болта.

Принято за правило в вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы, болтов не располагать *).

Диаметр d болтов должен быть не меньше 13 *мм*. Вообще же его следует определять по ур. (191), соотв. (190), том I, стр. 208, при чем должно быть учтено то обстоятельство, что гайки с самого начала приходится затягивать достаточно сильно, чтобы под действием давления жидкости не могли отходить одна от другой уплотняющие поверхности, прижатые друг к другу, т.-е. чтобы уплотнение оставалось надежным. В зависимости от рода уплотнения, это (как уже упомянуто при рассмотрении цилиндров) сводится к тому, что болты испытывают напряжение большее, чем соответствует нагрузке от внутреннего избыточного давления [1]). В случае

---

*) С целью избежать расположения отверстий болтов в главных плоскостях трубы, в DIN 2508 число фланцевых болтов принято кратным четырех. То же и в проектах общесоюзных стандартов 1707 по 1712. [*Ред.*].

[1]) Чтобы оценить, какой избыток напряжения может при этом получиться, приведем следующие соображения.

При обозначениях фиг. 886, стр. 549, сила, воспринимаемая отдельным болтом под действием одного только избыточного давления жидкости p_i, равна

$$P = \frac{\frac{\pi}{4}\left(\frac{D+D'}{2}\right)^2 p_i}{z}.$$

Пусть будет, далее, P_o сила, нагружающая отдельный болт с самого начала вследствие затягивания гайки, т.-е. еще до того, как начнет действовать давление жидкости.

В зависимости от отношения упругости тел, сжимаемых болтами (в данном случае — обоих фланцев и уплотняющего кольца), к упругости самих болтов, влияние P_o на напряжение болта оказывается различным.

1. Высота предполагаемого упругим уплотняющего кольца (фиг. 886 и сл.) такова, что сжимаемость частей, заключенных между головкой болта и гайкой, представляется весьма большой по сравнению с удлинением болта.

При этом предположении болт можно приближенно рассматривать как неупругий по сравнению с обоими фланцами и проложенным между ними уплотняющим кольцом (резиной).

После того, как каждый болт, вследствие затягивания гайки, нагружен силой P_o, удельное давление между уплотняющими поверхностями соответствует этой силе P_o. Если теперь начинает действовать давление жидкости p_i, то обусловливаемое им удлинение болта (предполагаемого нормально нагруженным) будет весьма мало по сравнению с упругой податливостью

надобности, это можно учесть, понижая коэффициенты в правой части этих уравнений. Остановимся на понижении их, примерно, на одну четверть; тогда, пользуясь, напр., вторым из ур. (191), получим

$$z \cdot 900\, d^2 = \frac{\pi}{4}\left(\frac{D+D'}{2}\right)^2 p_i = \frac{\pi}{4}(D+b)^2 p_i, \qquad (598)$$

фланцев и проложенного между ними уплотняющего кольца. Вследствие этого давление последнего на фланцы убывает мало, т.-е. остается почти таким же, как и до начала действия давления жидкости. Следовательно, нагрузку болта можно теперь считать равной

$$P_o + P.$$

Для того, чтобы уплотнение было надежным, P_o должно быть на достаточную величину больше нуля. Если принять, как это сделано выше для определения диаметра болтов,

$$P = \frac{3}{4}(P_o + P),$$

то отсюда получится

$$P_o = \frac{1}{3} P,$$

что при надлежащем характере уплотняющих поверхностей фланцев можно, в общем, считать достаточным.

Упругость болта, не принятая выше в расчет вследствие ее малости, уравновешивается — по крайней мере отчасти — тем, что жидкость, которая давит в радиальном направлении на внутреннюю цилиндрическую поверхность уплотняющего кольца (ср., напр., фиг. 886, 887 и т. д.) несколько увеличивает силу нажатия торцевых поверхностей кольца на фланцы. Это повышение давления будет, до известного предела, относительно тем больше, чем выше уплотняющее кольцо. Однако, при широкой уплотняющей поверхности это увеличение давления можно считать более или менее уравновешенным тем, что при определении P выше была введена в уравнение площадь

$$\frac{\pi}{4}\left(\frac{D+D'}{2}\right)^2.$$

Если бы гайки с самого начала были затянуты с силой $P_o > P$, то нагрузка болтов после начала действия давления жидкости должна была бы оказаться больше $2P$. Отсюда видно, что при очень упругой набивке не рекомендуется сильно затягивать болты с самого же начала. Если на это обстоятельство не обратить внимания и если в таком случае к силе $P_o + P$ присоединяется еще значительное напряжение болтов на изгиб, возрастающее с началом действия силы $P(p_i)$ (ср. фиг. 853, стр. 502 и сл., фиг. 927, стр. 569, а также сказанное по поводу фиг. 847 и 848, стр. 494), то легко понять, чем вызываются случаи разрыва болтов, которые отнюдь нельзя считать перегруженными одной только силой P. При одном взрыве, который пришлось расследовать автору, была отброшена в сторону крышка, укрепленная 34 болтами диам. 21 *мм* (толщина квадратной резиновой прокладки, лежавшей только внутри расположения болтов, составляла в первоначальном состоянии 16 *мм*, $p_i = 6$ *ати*), при чем разорвались все болты.

Рассмотренные выше рассуждения основаны на предпосылке, что упругая податливость фланцев (ср. фиг. 861, стр. 508) не особенно велика. Если эта предпосылка не соблюдена, то вследствие деформации прогиба их произойдет более или менее значительная разгрузка уплотнения.

2. Упругое сжатие тел, скрепляемых болтами, весьма мало по сравнению с удлинением болта.

Как было объяснено в выноске на стр. 244 тома I, удельное давление на соприкасающихся поверхностях после того, как начнет действовать P, соответствует в этом случае силе

$$P_o - P.$$

где диаметр d выражен в англ. дюймах, внутреннее избыточное давление p_i в *ати*, а D', D и b в *см*. В качестве наименьшего значения p_i в это ур. следует вводить 5; при этом, в целях вычисления d, ширину b можно принимать равной $\frac{D}{50} + 20$ *мм* до $\frac{D}{50} + 25$ *мм*. В зависимости от обстоятельств, указанных в выноске, может оказаться уместным уменьшить допускаемое напряжение больше или меньше, чем на одну четверть.

Значительное напряжение болтов на изгиб (ср. стр. 494 и сл., а также стр. 505 и стр. 568 в ур. (598) не предусмотрено.

Так как для более или менее значительных диаметров труб или для высоких давлений диаметр болтов d получается довольно большим, то может оказаться желательным уменьшить его. Этого возможно достигнуть путем особо тщательного изготовления болтов. При этом условии можно пользоваться ур. (190), том I, и, основываясь на том, что более толстые болты можно нагружать несколько больше, принимать в правой части ур. (190) вместо коэффициента 225, соотв. 1500, числовые значения на 10% бо́льшие. Если итти еще значительно выше, не имея для этого оснований в виде особо высокого качества материала и других благоприятствующих этому условий работы болтов, то нужно быть готовым взять на себя и ответственность за все проистекающие отсюда последствия.

При пользовании таблицей, помещенной на стр. 210 тома I, можно брать значения допускаемой нагрузки болтов непосредственно из граф 10 и 11; при этом необходимо принимать в расчет замечания, относящиеся к этой таблице.

Нельзя забывать того, что сравнительно толстые болты могут побудить рабочего затягивать их значительно сильнее, чем нужно. В результате этого возникает опасность поломки фланцев (ср., напр., фиг. 858, 866, 886 до 890). Отсюда отчасти и происходит обыкновение допускать для более толстых болтов большее напряжение, чем для более тонких.

Диаметр d_1 отверстий под болты должен быть несколько больше диаметра болта d; примерно,

$$d_1 = 1{,}1\, d.$$

Чтобы при этом избежать разъединения поверхностей соприкосновения, необходимо принять $P_o > P$. Поэтому в подобных случаях гайки приходится предварительно затягивать гораздо сильнее, чем в случае 1. Но зато и нагрузка болтов во время эксплоатации не достигает здесь величины $P_o + P$, как это имеет место в случае 1, а остается равной P_o.

3. При условиях, значительно отличающихся от обоих предельных случаев, рассмотренных в пп. 1 и 2, можно прибегать к приблизительной оценке „на глаз“, исходя из результатов, найденных в пп. 1 и 2. Точный аналитический расчет, относительно которого мы можем сослаться на выноску на стр. 240 и сл. тома I, обычно связан с значительными трудностями, если желательно достаточно точно учесть действительные условия работы болтов.

Изложенные выше соображения были опубликованы автором впервые в третьем издании этой книги (1894 г.). Впоследствии этим вопросом занимались Камерер (Camerer), Z. d. V. d. I., 1900, стр. 1063 и сл., и Кайзер (Kayser), там же, 1914, стр. 1402 и сл., а также в M. ü. F. Heft 207, 1918.

Толщина s_1 стенки трубы в том месте, где она примыкает к фланцу (см. фиг. 886), может быть принята равной d. Длина l_1 конического перехода от толщины s к s_1 составляет около 5 $(s_1 - s)$*). Ср. также проект стандарта DIN 2117.

Для толщины фланцев s_2, при условии соблюдения приведенных выше указаний относительно расстояний между болтами, достаточно принимать значение

$$s_2 = \frac{5}{4} d.$$

Иногда толщину фланцев следует рассчитывать по напряжению изгиба, как о том было упомянуто на стр. 511**). Если в особых случаях постепенный переход от стенки трубы к более толстому фланцу (ср. фиг. 886, стр. 549) невыполним, то со склонностью чугуна к образованию в этом месте раковин и неплотностей следует, по возможности, бороться надлежащими техническими мерами во время отливки. Необходимо также обратить должное внимание на предупреждение литейных напряжений в этом месте.

Принимая, что зазор между гайкой и стенкой трубы составляет $\frac{d}{4}$, диаметр D_1 окружности болтовых отверстий получаем равным

$$D_1 = D + 2s_1 + 2d + 2\frac{d}{4} = D + 4{,}5\,d.$$

При высоких давлениях нередко бывает необходимо сделать D_1 возможно малым, чем крайне ограничивается зазор между гайкой и стенкой трубы. Это достигается путем фрезерования опорной поверхности под гайку, выбором гаечных ключей с малым наружным очертанием рабочего конца и т. д. (том I, фиг. 148 а, стр. 218).

Диаметр фланца D_2, при условии, что гайка отстоит на $\frac{d}{4}$ от его наружной окружности, получается равным

$$D_2 = D_1 + 2d + 2\frac{d}{4} = D + 7\,d.$$

Значения D_1 и D_2, получаемые из двух последних формул, следует соответственно округлять.

Для ширины b кольцевой поверхности стыка (напуска) в случае конструкции по фиг. 886 достаточно принимать

$$b = \frac{3}{2} d,$$

а в случае фиг. 887 и 890

$$b = \frac{5}{4} d = s_2.$$

Высоту напусков вполне достаточно принимать равной от 3 *мм* до 6 *мм*, в зависимости от диаметра трубы.

---

*) Такой же уклон перехода (1 : 5) принят в проектах Стандартов, указанных в выносках на стр. 551 и 554. Точно также и другие размеры фланцев, намеченные в этих проектах, близки к значениям, которые получаются при пользовании формулами Баха. [*Ред.*].

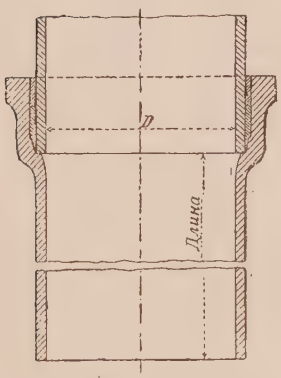
**) Различные методы расчета фланцев см. в книге А. И. Сидорова „Трубы и их соединения“, стр. 117 и сл. (формулы Вестфаля и Баха) или И. И. Бобарыков, „Детали машин“, часть специальная, стр. 302 и сл. [*Ред.*].

Союзом Германских Инженеров и Союзом Германских Деятелей Газо- и Водопроводного Дела в свое время были выработаны нормы для чугунных труб и фасонных частей к ним, а также для строительной длины запорных задвижек. В 1882 г. эти нормы были просмотрены и утверждены, при чем в основу их было положено эксплоатационное рабочее давление до 10 *ати*. Утвержденные нормы фланцевых труб приведены в таблице на стр. 563, фиг. 908.

2. Раструбные (муфтовые) трубы.

Обычное соединение двух раструбных (муфтовых) труб в газо- или водопроводах изображено на фиг. 898. Прежде всего обе трубы вставляют концентрически одну в другую таким образом, чтобы цилиндрический конец одной трубы касался дна раструба другой. Затем между муфтой и трубой закладывают просмоленную пеньковую веревку, которую хорошо уплотняют с помощью конопатки и молотка. После этого к торцевой поверхности раструба придвигают кольцо из глины (оно может иметь внутри кусок веревки), и оставшееся незаполненным кольцевое пространство между раструбом и трубой заполняют расплавленным свинцом. Заливку необходимо производить непрерывной струей, пока все пространство над пеньковой набивкой не будет заполнено свинцом. По затвердении свинца его расчеканивают с помощью молотка и тупой стамески или мушкеля. Неплотности, возникающие во время эксплоатации, можно устранять подчеканкой.

Фиг. 898.



Нужно тщательно следить за тем, чтобы стенки полости, заливаемой свинцом, были сухими, так как в противном случае расплавленный металл дает брызги, что не только является причиной недостаточной плотности заливки, но может также оказаться опасным для рабочих.

В последнее время кольцеобразное пространство над пеньковой набивкой обычно заполняют свинцовой шерстью (или также свинцовой стружкой), которую хорошо уплотняют молотком и конопаткой. В отдельных случаях, особенно когда соединение трудно доступно, свинцовой шерсти предшествует еще слой залитого в расплавленном состоянии свинца [1]). Иногда для уплотнения чугунных водопроводных труб применяют также цемент *), см. Z. d. V. d. I., 1919, стр. 21.

Зальбах (Salbach) рекомендует вместо просмоленной веревки сначала закладывать слой хорошо скрученной и пропитанной льняным маслом пеньковой пряжи, затем второй слой просмоленной и свитой жгутом такой же пряжи и, наконец, для предохранения набивки от горячего свинца—тонкий слой свитой белой пеньковой пряжи.

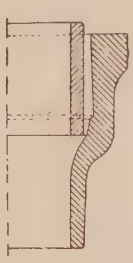
[1]) Относительно свинцовой стружки в качестве уплотняющего материала для трубопроводов и применения свинцовой шерсти для уплотнения газовых труб см. Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung (в дальнейшем сокращенно J. f. G. u. W.), 1911, стр. 136, соотв. 731.

*) Особенно часто применяется заливка раструбов цементом при небольших рабочих давлениях, напр., в трубах, укладываемых под насыпями для проведения дождевых вод. [*Ред.*].

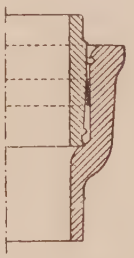
Раструбное соединение, показавшее себя надежным даже в газопроводах, проложенных в неустойчивом грунте, изображено на фиг. 899 (ср. J. f. G. u. W., 1911, стр. 86). Перед вдвиганием конца трубы в муфту, в последнюю закладывают джутовое кольцо *a* толщиною 10 *мм*, которое сверх того окружают сохраняющей эластичность массой. Затем, вложив в желобок близ конца трубы резиновое кольцо *b*, вставляют трубу в муфту. После того как труба вдвинута на место, резиновое кольцо принимает положение b_1. Форма кольца при этом изменяется. Впереди этого кольца, считая по направлению к отверстию раструба, помещают сначала пеньковую веревку *c*, а затем остающийся незаполненным промежуток зали-

Фиг. 899.

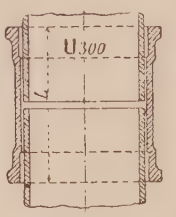
Фиг. 900.



Фиг. 901.



Фиг. 902.



вают свинцом. Джутовое кольцо имеет целью, главным образом, предохранять резиновое кольцо от действия газа. Сверх того, оно должно обеспечивать возможность относительного смещения отдельных труб газопровода в случае сейсмических сотрясений почвы.

При соединении по фиг. 898 не исключена возможность, что жидкость выдавит набивку наружу. Чтобы предупредить это, при высоких давлениях внутри трубы можно придавать внутренним стенкам раструба коническую форму по фиг. 900 [1]).

В конструкции по фиг. 901 (система Somzee) уплотнение осуществляется с помощью резины [2]). Резиновое кольцо натягивают на самый конец трубы и вместе с ним вдвигают в раструб, где давление жидкости вдавливает кольцо в коническую полость. При таком устройстве уплотнения, последнее продолжает работать и тогда, когда отдельные части трубопровода изменяют свое положение, если только изменение направления их не слишком велико. Впереди резиновой набивки иногда помещают небольшое свинцовое кольцо, которое после этого расчеканивают.

О других видах раструбных соединений для чугунных труб см. J. f. G. u. W., 1915, стр. 274.

В целях упрощения замены поврежденных частей трубопроводов и для возможности применения цилиндрических труб удобно иметь в своем распоряжении способ соединения двух цилиндрических концов труб. Это достигается с помощью двойных раструбов (муфт), устройство которых понятно из фиг. 902.

---

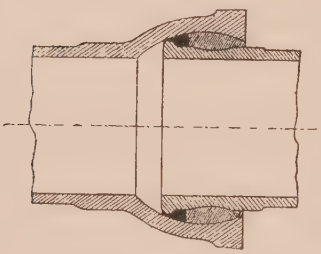
[1]) Симон (Simon) в St. u. E., 1906, стр. 155. [Такую же, примерно, форму имеют внутренние стенки раструбов по нормам V Водопроводного Съезда. В виду того, что давление жидкости на набивку производит, при конической форме стенок раструба, радиальное давление на эти стенки, стремясь разорвать их, толщина их должна быть больше, чем в случае раструба, цилиндрического внутри. В канализационных (фановых) трубах муфта имеет внутри цилиндрическую форму. *Ред.*].

[2]) St. u E., 1906, стр. 160.

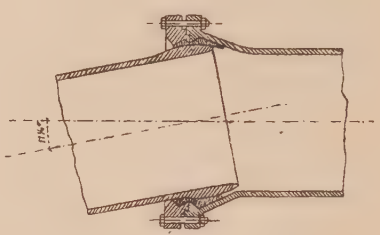
Описанные соединения муфтовых труб обладают преимуществом известной подвижности. Это свойство их является не только ценным в виду неизбежных колебаний температуры, но также и совершенно необходимым по причине движений почвы, в которой пролагают трубы.

Следует стремиться укладывать трубы на естественном грунте (материке). В этом случае достаточно хорошо подбить трубопровод по всей его длине. Если трубы приходится прокладывать в насыпном грунте, то необходимо принимать особые меры предосторожности, чтобы движения грунта, которых всегда следует ожидать, не привели к неплотностям или поломкам. Особенно опасными представляются переходы от естественного к насыпному грунту, от каменной кладки

Фиг. 903.



Фиг. 904.



к почве и т. п. Обмуровка труб столь же нежелательна, как и прокладка их на отдельных камнях, так как в этих случаях трубы испытывают еще и напряжения, свойственные мостовым балкам.

Относительно формы и размеров раструбных труб мы можем сослаться на уже упомянутую таблицу на стр. 562 и на сказанное в разделе I по поводу труб с фланцами. Размеры раструбов обусловлены напряжениями, которым они подвергаются во время расчеканки свинца.

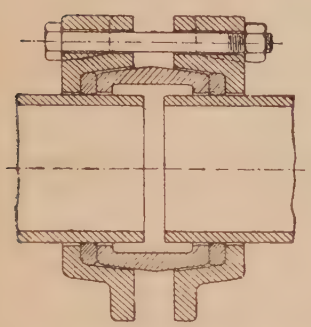
На фиг. 903 и 904 (заимствованных из каталога фирмы Бекинг и Ко.— R. Böcking & Co., Halberghütte bei Saarbrücken) изображены подвижные муфтовые соединения, применяемые в трубопроводах, пересекающих реки. В этих случаях трубы погружаются на дно уже залитыми свинцом. При конструкции соединения по фиг. 903 раструб изнутри растачивают точно по шару и шлифуют. После того, как свинец залит и расчеканен, трубу можно поворачивать в любом направлении: свинец скользит при этом по шлифованной внутренней поверхности раструба. В конструкции по фиг. 904 заостренный конец трубы точно так же обточен снаружи по шару и отшлифован. Залив раструб свинцом и расчеканив его, надвигают на сферический конец второй трубы фланцевое кольцо, затягивают болты, затем заливают кольцо свинцом, который после этого расчеканивают [1]).

Для трубопроводов сжатого воздуха иногда применяют соединение Кобера (Kober), изображенное на фиг. 905. Необработанные гладкие концы труб, длина которых составляет обычно 4 *м*, сдвигают до расстояния в несколько миллиметров, а затем перекрывают фасонной соединительной частью. Два наружных кольца, стягиваемых болтами, сжимают уплотняющие прокладки. Так как трубы, из литейных

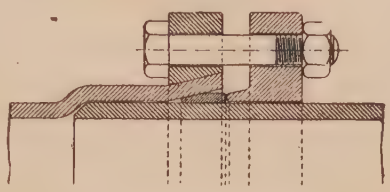
[1]) О сферическом раструбном соединении чугунной трубы с внутренним диаметром 700 *мм* см. Z. d. V. d. I., 1908, стр. 1325. См. также J. f. G. u. W., 1915, стр. 277.

соображений, делают слегка коническими, то рекомендуется при прокладке труб применять муфты и упомянутые наружные кольца, отлитые по двум моделям, разнящимся на несколько миллиметров по внутреннему диаметру, в зависимости от того, на какой конец трубы требуется надевать эти фасонные части — на более широкий или на более узкий. Преимуществами описанной конструкции соединения перед обыкновенным раструбным являются: более совершенное сохранение плотности при движениях отдельных труб, вызываемых колебаниями температуры, а также некоторой податливостью грунта, и большее удобство при смене отдельных труб.

Фиг. 905.



Фиг. 906.



На фиг. 906 изображено другое соединение муфтовых труб, при котором уплотняющий материал сжимается между уплотняющими поверхностями также с помощью болтов (герм. пат. № 157 393 от 18/X 1903 г.)[1]. В отношении обеих конструкций необходимо иметь в виду, что при известных условиях болты могут сильно страдать от ржавчины.

Соединение раструбных труб, позволяющее быстро и легко производить как укладку, так и разборку труб, описано в Z. d. V. d. I., 1923, стр. 282.

Испытание обыкновенных чугунных труб производится внутренним избыточным давлением 12 до 20 *ати* при одновременном сильном обстукивании труб. Двойное рабочее давление, в качестве пробного, обычно оказывается вполне достаточным. Обстукивание представляет единственную возможность выделить из испытываемой партии трубы с сильными литейными напряжениями, возникшими при остывании.

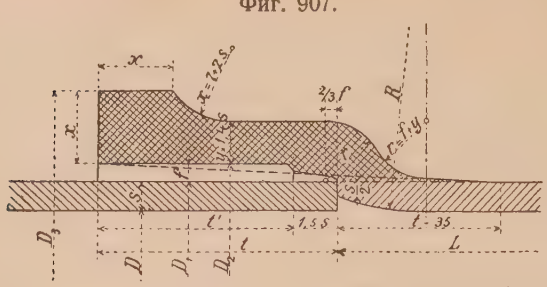
Для паропроводов раструбные трубы почти никогда не применяют, так как уплотнение посредством свинца недостаточно прочно, а уплотнение с помощью железной замазки сильно страдает от попеременного растяжения и сжатия труб.

В целях предохранения чугунных труб от ржавления, водопроводные и газопроводные трубы обычно покрывают горячим асфальтом или смолой, в которую погружают на довольно продолжительное время трубы, предварительно очищенные и нагретые, примерно, до 100 или 150°С. Слой, покрывающий трубу, должен быть тонким. Чтобы предохранить рабочих от неприятностей, связанных с заливкой свинца (для соединения двух муфтовых труб) на асфальтированные поверхности, те места, где асфальтовый покров должен быть перед заливкой удален (внутренняя поверхность раструба, наружная поверхность конца трубы), перед асфальтировкой трубы рекомендуется покрывать известковым молоком. Если асфальт наносят щеткой на нагретую трубу, то внутреннюю поверхность муфты и наружную — конца трубы можно при этом просто не асфальтировать.

Во Франции часто применяют для водопроводов так называемые „панцырные трубы системы Роже“ („Rogé“), фиг. 909. Они представляют собою раструбные

[1]) Ср. также проспекты Акц. О-ва „Феррум“ (A.-G. Ferrum, Zawodzie bei Kattowitz).

Фиг. 907.



ГЕРМАНСКИЕ
для чугунных раструбных

составленные совместно Союзом
Германских Деятелей Газо

Нормы 1912 г. для паропроводо
Союзом Германских Инженеров

Раструбные трубы [1]).

Размеры										Вес в *кг*			
Внутренний диаметр трубы	Нормальная толщина стенок	Наружный диаметр трубы	Нормальная строит. длина	Внутренн. глубина раструба	Толщина слоя набивки	Внутренний диам. раструба	Толщина стенок раструба	Обод раструба: Толщина, ширина и радиус перехода	Обод раструба: Наружный диаметр	Глубина набивки $t' = t - 1{,}5\ s$.	раструба (двойная штриховка)	1 пог. метра трубы, исключая раструб	трубы указанной строительной длины	1 пог. метра трубы, включая раструб
D	s	D_1	L	t	f	D_2	$y=1{,}4s$	$x=7+2s$	D_3					
мм	*мм*	*мм*	*м*	*мм*	*мм*	*мм*	*мм*	*мм*	*мм*	*мм*				
40	8	56	2	74	7	70	11	23	116	62	2,68	8,75	20,18	10,09
50	8	66	2	77	7,5	81	11	23	127	65	3,14	10,57	24,28	12,14
60	8,5	77	2	80	7,5	92	12	24	140	67	3,89	13,26	30,41	15,20
70	8,5	87	3	82	7,5	102	12	24	150	69	4,35	15,20	49,95	16,65
80	9	98	3	84	7,5	113	12,5	25	163	70	5,09	18,24	59,81	19,94
90	9	108	3	86	7,5	123	12,5	25	173	72	5,70	20,29	66,57	22,19
100	9	118	3	88	7,5	133	13	25	183	74	6,20	22,34	73,22	24,4
125	9,5	144	3	91	7,5	159	13,5	26	211	77	7,64	29,10	94,94	31,65
150	10	170	3	94	7,5	185	14	27	239	79	9,89	36,44	119,21	39,74
175	10,5	196	3	97	7,5	211	14,5	28	267	81	12,00	44,36	145,08	48,36
200	11	222	3	100	8	238	15	29	296	83	14,41	52,86	172,99	57,66
225	11,5	248	3	100	8	264	16	30	324	83	16,89	61,95	202,71	67,57
250	12	274	4	103	8,5	291	17	31	353	84	19,61	71,61	306,05	76,51
275	12,5	300	4	103	8,5	317	17,5	32	381	84	22,51	81,85	349,91	87,48
300	13	326	4	105	8,5	343	18	33	409	85	25,78	92,68	396,50	99,13
325	13,5	352	4	105	8,5	369	19	34	437	85	28,83	104,08	445,15	111,29
350	14	378	4	107	8,5	395	19,5	35	465	86	32,23	116,07	496,51	124,13
375	14	403	4	107	9	421	20	35	491	86	34,27	124,04	530,43	132,61
400	14,5	429	4	110	9,5	448	20,5	36	520	88	39,15	136,89	586,71	146,68
425	14,5	454	4	110	9,5	473	20,5	36	545	88	41,25	145,15	621,82	155,46
450	15	480	4	112	9,5	499	21	37	573	89	44,90	158,87	680,38	170,10
475	15,5	506	4	112	9,5	525	21,5	38	601	89	48,97	173,17	741,65	185,41
500	16	532	4	115	10	552	22,5	39	630	91	54,48	188,04	806,74	201,66
550	16,5	583	4	117	10	603	23	40	683	92	62,34	212,90	913,94	228,49
600	17	634	4	120	10,5	655	24	41	737	94	71,15	238,90	1026,75	256,69
650	18	686	4	122	10,5	707	25	43	793	95	83,10	273,86	1178,54	294,64
700	19	738	4	125	11	760	26,5	45	850	96	98,04	311,15	1342,64	335,66
750	20	790	4	127	11	812	28	47	906	97	111,29	350,76	1514,33	378,58
800	21	842	4	130	12	866	29,5	49	964	98	129,27	392,69	1700,03	425,01
900	22,5	945	4	135	12,5	970	31,5	52	1074	101	160,17	472,76	2051,21	512,80
1000	24	1048	4	140	13	1074	33,5	55	1184	104	195,99	559,76	2435,03	608,76
1100	26	1152	4	145	13	1178	36,5	59	1296	106	243,76	666,81	2911,00	727,75
1200	28	1256	4	150	13	1282	39	63	1408	108	294,50	783,15	3427,10	856,78

Примечания. Нормальные толщины стенок, указанные в таблице, действительны для труб предназначенных для рабочего давления в 10 *atü* и испытываемых пробным давлением не выше 20 *atü*, которы применяются преимущественно для водопроводов. При давлениях, обычных для водопроводов (4 до 7 *atü*), допу стимо уменьшение толщины стенок и соответствующее уменьшение веса. То же относится к трубопроводам низког давления (газопроводы, воздухопроводы, канализационные трубопроводы и т. д.). В паропроводах, подверженны большим разностям температур и возникающим вследствие этого напряжениям, а также в трубопроводах, подвер

*) В СССР до сих пор пользуются нормами V Водопроводного Съезда (1901 г.) Н

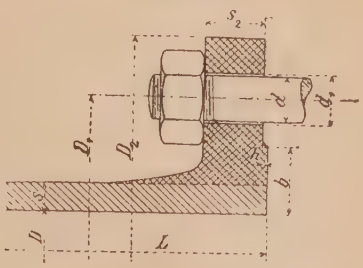
НОРМЫ 1882 г. *)

фланцевых труб,

Германских Инженеров и Союзом
и Водопроводного Дела.

высокого давления, составленные
приведены в разделе В II, 5)

Фиг. 908.



Фланцевые трубы [2]).

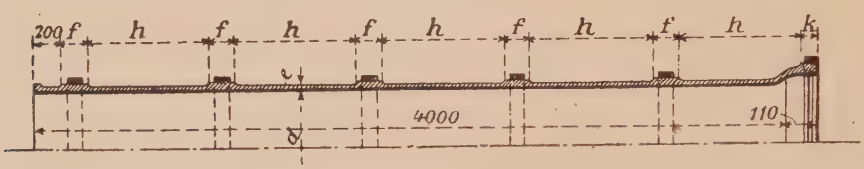
Размеры									Болты					Вес в кг		
				Фланцы			Напуск (заплечик)			Диаметр						
Внутренний диаметр трубы	Нормальная толщина стенок	Наружный диаметр трубы	Нормальная строит. длина	Диаметр	Толщина	Диаметр окружности болтовых отверстий	Ширина	Высота	Число	в мм	в англ. дюймах	Длина	Диаметр болтов. отверст.	фланца (двойная штриховка)	трубы указанной строительной длины	1 пог. метра трубы, включая фланцы
D	s	$D+2s$	L	D_2	s_2	D_1	b	h	z				d_1			
мм	мм	мм	м	мм	мм	мм	мм	мм				мм	мм			
40	8	56	2	140	18	110	25	3	4	13	1/2	70	15	1,89	21,28	10,64
50	8	66	2	160	18	125	25	3	4	16	5/8	75	18	2,41	25,96	12,98
60	8,5	77	2	175	19	135	25	3	4	16	5/8	75	18	2,96	32,44	16,22
70	8,5	87	3	185	19	145	25	3	4	16	5/8	75	18	3,21	52,02	17,34
80	9	98	3	200	20	160	25	3	4	16	5/8	75	18	3,84	62,40	20,80
90	9	108	3	215	20	170	25	3	4	16	5/8	75	18	4,37	69,61	23,20
100	9	118	3	230	20	180	28	3	4	19	3/4	85	21	4,96	76,94	25,65
125	9,5	144	3	260	21	210	28	3	4	19	3/4	85	21	6,26	99,82	33,27
150	10	170	3	290	22	240	28	3	6	19	3/4	85	21	7,69	124,70	41,57
175	10,5	196	3	320	22	270	30	3	6	19	3/4	85	21	8,96	151,00	50,33
200	11	222	3	350	23	300	30	3	6	19	3/4	85	21	10,71	180,00	60,00
225	11,5	248	3	370	23	320	30	3	6	19	3/4	85	21	11,02	207,89	69,30
250	12	274	3	400	24	350	30	3	8	19	3/4	100	21	12,98	240,79	80,26
275	12,5	300	3	425	25	375	30	3	8	19	3/4	100	21	14,41	274,37	91,46
300	13	326	3	450	25	400	30	3	8	19	3/4	100	21	15,32	308,68	102,89
325	13,5	352	3	490	26	435	35	4	10	22,5	7/8	105	25	19,48	351,20	117,07
350	14	378	3	520	26	465	35	4	10	22,5	7/8	105	25	21,29	390,79	130,26
375	14	403	3	550	27	495	35	4	10	22,5	7/8	105	25	24,29	420,70	140,23
400	14,5	429	3	575	27	520	35	4	10	22,5	7/8	105	25	25,44	461,55	153,85
425	14,5	454	3	600	28	545	35	4	12	22,5	7/8	105	25	27,64	490,73	163,58
450	15	480	3	630	28	570	35	4	12	22,5	7/8	105	25	29,89	536,39	178,80
475	15,5	506	3	655	29	600	40	4	12	22,5	7/8	105	25	32,41	584,33	194,78
500	16	532	3	680	30	625	40	4	12	22,5	7/8	105	25	34,69	633,50	211,17
550	16,5	583	3	740	33	675	40	5	14	26	1	120	28,5	44,28	727,26	242,42
600	17	634	3	790	33	725	40	5	16	26	1	120	28,5	47,41	811,52	270,51
650	18	686	3	840	33	775	40	5	18	26	1	120	28,5	50,13	921,84	307,28
700	19	738	3	900	33	830	40	5	18	26	1	120	28,5	56,50	1046,45	348,82
750	20	790	3	950	33	880	40	5	20	26	1	120	28,5	59,81	1171,90	390,63

женных по причине особых условий их работы вредным внешним влияниям, рекомендуется соответственно повышать толщину стенок (ср. по этому поводу раздел В II, 5) и отливать трубы (в особенности это относится к трубам паропроводов, разрыв которых представляет опасность для жизни) только из вязкого чугуна высокого качества. Наружный диаметр трубы должен оставаться неизменным, и изменения толщины стенок влияют только на величину внутреннего диаметра. Стандартом, отступления от которого недопустимы, считается, далее, внутренняя форма раструба, форма перехода его в трубу, а также ширина кольцевого пространства для заливки свинцом. По причинам производственного порядка, для прямых нормальных труб допускаются отклонения от расчетного веса до $\pm 3\%$ (не более). — При вычислении весов удельный вес чугуна принимается равным 7,25. При размещении на трубах с фланцами болтовых отверстий соблюдается правило, по которому вертикальная плоскость, проходящая через ось трубы, является плоскостью симметрии для этих отверстий и сама не содержит их.

Всесоюзном (XIII порядковом) Водопроводном Съезде в Баку был предложен и одобрен.

трубы, усиленные кольцами (бандажами), надетыми в горячем состоянии. Их изготовляют внутренним диаметром от 600 до 1500 *мм*. Остальные размеры колеблются в следующих пределах (см. фиг. 909): $f = 80$ до 90 *мм*, $h = 681$ до 693 *мм*, $k = 45$ до 65 *мм*. Кольца, насаживаемые на цилиндрическую часть трубы, имеют размеры от 60/18 до 70/28 *мм*, а на муфтах — от 40/20 до 60/35 *мм*. Толщина стенок равна $e = 18$ до 28 *мм*.[3]). Очевидно, что прочность таких труб значительно выше (ср. стр. 514 и сл.) и что в случае разрыва трубы

Фиг. 909.



отверстие, через которое происходит утечка жидкости, должно получиться меньшим, чем в трубах, не усиленных кольцами. С другой стороны, и цена панцырных труб значительно выше *).

ряд изменений этих норм. Так как в настоящее время они пересматриваются, мы считали излишним приводить здесь эти таблицы, тем более, что они имеются почти во всех распространенных справочниках, напр., Hütte. [*Ред.*]

[1]) Для сливных (фановых труб диам. в свету 50 до 200 *мм* Комитетом NADI были предложены нормальные размеры; ср. стандарт DIN 364.

[2]) Напряжения фланцевых болтов, допускаемые этими нормами, автор находит для труб более крупных диаметров при рабочем давлении в 10 *ати* слишком высокими. В виду повышения эксплоатационных давлений это обстоятельство следует особенно подчеркнуть.

Уравнение

$$\frac{\pi}{4}\left(D+b\right)^2 10 = k_z\, z\, \frac{\pi}{4}\,\delta_1{}^2,$$

где δ_1 внутренний диаметр болтов, дает растягивающее напряжение k_z, вызываемое только давлением жидкости, т.-е. без учета скручивающего напряжения при затягивании болтов, а также того обстоятельства, что болты получают предварительную сильную натяжку, затем во время работы иногда еще дополнительно подтягиваются, и т. д.

Для $D =$	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	*мм*.
$k_z =$	106	84	108	135	165	198	164	234	212	281	*кг/см*².
Для $D =$	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450 *мм*.
$k_z =$	353	434	393	466	545	374	428	485	546	509	566 *кг/см*.
Для $D =$	475	500	550	600	650	700	750 *мм*.				
$k_z =$	638	702	547	563	581	669	686 *кг/см*².				

Вообще автор не рекомендовал бы существенно превышать значения, указанные в томе I, стр. 208 и сл., а также на стр. 554 и сл. этого тома.

Относительно стандартизации размеров чугунных труб, чугунных фланцев и переходов к фланцам, см. упомянутое на стр. 549 издание „Стандартизация в строительстве трубопроводов“.

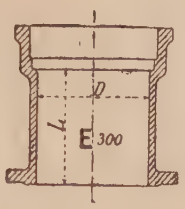
[3]) Подробнее об этих трубах см. J. f. G. u. W., 1900, стр. 713 и 714.

*) О недостатках этих труб см. Сидоров, „Трубы“ и т. д., стр. 149. [*Ред.*].

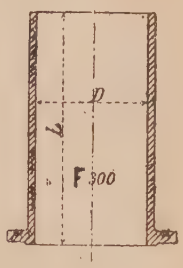
3. Фасонные части.

Если в трубопроводе требуется сделать ответвление или изменить диаметр, или же если его прямолинейная ось меняет свое направление, то для этого необходимы соединительные части особой формы, называемые фасонными частями*) или просто фасонами.

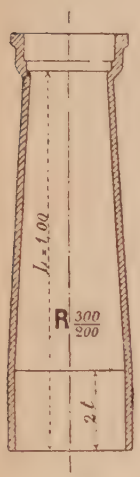
Фиг. 910.



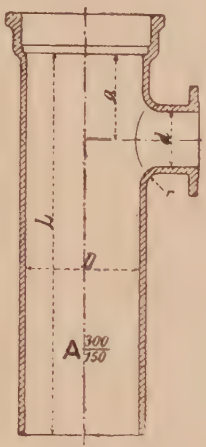
Фиг. 911.



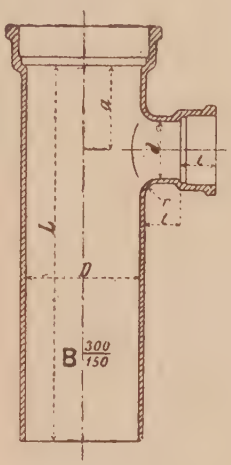
Фиг. 912.



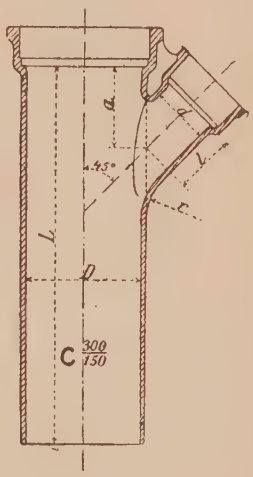
Фиг. 913.



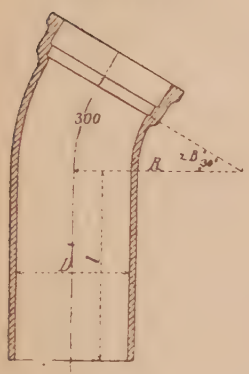
Фиг. 914.



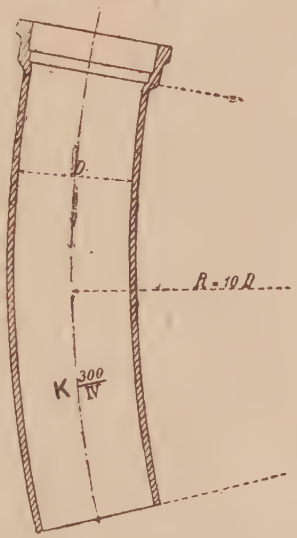
Фиг. 915.



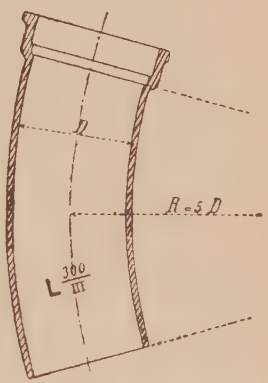
Фиг. 916.



Фиг 917



Фиг. 918

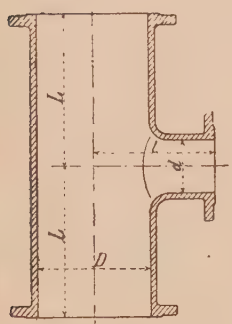


*) Фасонные части для чугунных водопроводных, а также и канализационных труб в СССР еще не стандартизованы. Наиболее полный перечень этих частей с указанием основных размеров и веса — в альбоме Невьянского завода: „Сортамент чугунных водопроводных и канализационных труб и принадлежностей для водопровода и канализации“, 6. изд. Невьянского Горнопромышленного Акц. О-ва, Екатеринбург, 1915 г. [*Ред.*].

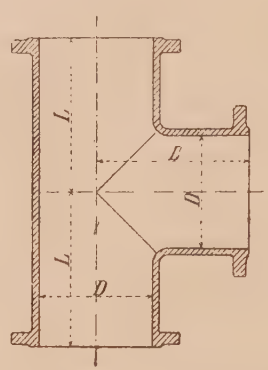
На фиг. 902 и фиг. 910 до 922 изображены нормальные фасонные части, принятые Союзом Германских Инженеров и Союзом Германских Деятелей Газо- и Водопроводного Дела (см. таблицу на стр. 562 и 563) [1]).

Фасонные части, изображенные на фиг. 910 (патрубок с раструбом и фланцем) и 911 (патрубок с фланцем) служат для перехода от фланцевых труб к раструбным и обратно, часть, изображенная на фиг. 912 — переход — для изме-

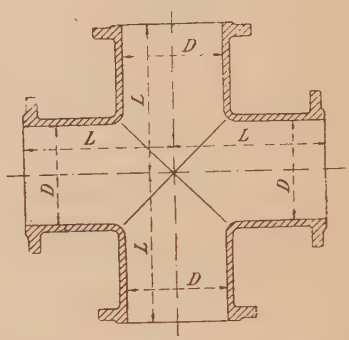
Фиг. 919.



Фиг. 920.

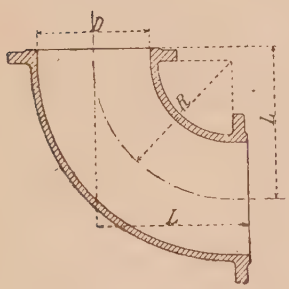


Фиг. 921.

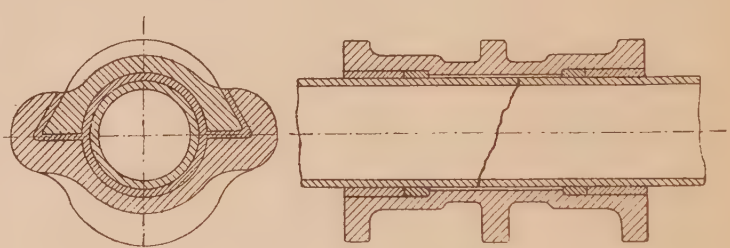


нения диаметра трубопровода. Фиг. 913 и 914 изображают прямые тройники, фиг. 915 — косой тройник, фиг. от 916 до 918 и 922 — так наз. отводы *), являющиеся основными составными частями трубопроводов с осью, меняющей свое направление. На фиг. от 919 [2]) до 921 изображены фасонные части для фланцевых труб: на фиг. 919 и 920 — тройники, на фиг. 921 — крестовина (реже — крестовик).

Фиг. 922.



Фиг. 923.



Фиг. 923 (Р е й т е р — Reuther — герм. пат. № 40 004) изображает половинчатую ремонтную муфту, которая дает возможность при помощи простой чеканки легко и быстро исправить лопнувший в каком-либо месте трубопровод. Половинки этой муфты вдвигаются одна в другую в направлении оси трубы. После сборки

---

[1]) Значение букв и цифр, проставленных на фиг. 912 и сл., а также размеры фасонных частей указаны в названных выше нормах. Относительно размеров фасонных частей, предложенных Комитетом NADI, см. DIN 540 до 544 (проекты).

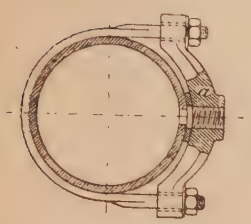
*) Фиг. 922 по русской номенклатуре называется также коленом, фиг. 916 и 918 — иногда полуколеном. *[Ред.]*.

[2]) В отношении прочности таких труб с боковыми патрубками (отростками) следует иметь в виду выноску 3 на стр. 498, а также сказанное в разделе „Задвижки“ о толщине стенок их корпуса.

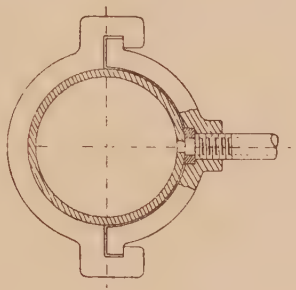
муфты производят заливку ее свинцом и чеканку. Подробности относительно ремонтной муфты, применяемой при поломке или неплотности раструбных соединений, можно найти в проспектах фирмы Бопп и Рейтер (Bopp & Reuther, Mannheim).

Ответвления трубопроводов, особенно для капельных жидкостей, должны быть по возможности тангенциальными (т.-е. сопряженными с трубой так, чтобы их оси имели общую касательную), но отнюдь не составлять прямого угла с главной линией, а изменение диаметра их должно, в случае необходимости, происходить постепенно, за исключением случаев, когда количества и скорости протекающей жидкости незначительны. Радиусы отводов в таких трубопроводах следует брать возможно большими.

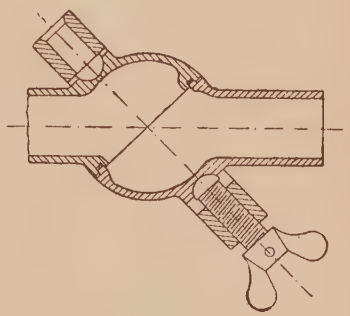
Фиг. 924.



Фиг. 925.



Фиг. 926.



Если в водо- или газопроводе требуется присоединить ответвление малого сечения к большой трубе (соединения труб, ведущих в отдельные дома, с подземной главной магистралью), то соединение выполняют по способу, показанному на фиг. 924. Так называемая седелка*) *a*, отлитая из чугуна и снабженная резьбой, в которую могут быть ввинчены труба или кран, притянута к главной трубе железным хомутом. Резиновое кольцо уплотняет кругом отверстие, просверливаемое позднее, при помощи специального приспособления; эта операция может быть выполнена и под давлением, т.-е. без предварительного опоражнивания трубы **). Так как железный хомут с винтами, находясь в земле, скоро ржавеет, особенно когда этому благоприятствует характер почвы, то Меннике (C. Mennicke, Berlin) предложил применять седелку, изготовленную целиком из чугуна и не имеющую болтов, фиг. 925 (герм. пат. № 77 056 от 11/II 1894 г.). Она состоит из двух частей, вдвигающихся в боковом направлении одна в другую; при этой конструкции седелка прижимается к главной трубе и надежно закрепляется на ней тем, что ответвляющаяся труба, которую ввинчивают в одну из половинок седелки, крепко прижимает к главной трубе уплотняющее кольцо (из свинца и т. п. материала), проложенное между ними. Эта конструкция обладает еще и тем преимуществом, что в ней уплотнение

*) Седелкой называется в русской практике также и другая фасонная часть (обычно из ковкого чугуна), применяемая преимущественно в отопительных системах для обвода труб, соединяющих радиаторы со стояками. *[Ред.].*

**) Подробнее о просверливании труб под давлением см. стр. 180 и сл. книги А. И. Сидорова, указанной в выноске на стр. 549. *[Ред.].*

соединения не должно осуществляться самой резьбой, как в конструкции по фиг. 924, где в этом отношении приходится полагаться на сурик (прежде — свинцовые белила), покрывающий резьбу [1]).

II. Железные и стальные трубы.

В зависимости от способа изготовления различают: клепаные, сварные, паяные и бесшовные трубы.

1. Клепаные трубы.

В отношении способа изготовления этих труб можно сослаться на сказанное в главе о заклепочных соединениях *). Их применяют по большей части в тех случаях, когда диаметр трубопровода настолько велик или внешние силы могут вызвать в нем настолько высокие напряжения, что применение чугунных труб становится нецелесообразным, как это, например, может быть при подводе воды к турбинам и т. д., при устройстве воздухопроводов для дутья и т. п. **). Нередко применяются они также при прокладке линий через реку [2]).

Толщина стенок определяется величиною действующих сил, при чем, в частности, следует иметь в виду также напряжение, вызываемое внешними нагрузками, а также постепенное уменьшение толщины вследствие ржавления или других видов износа. Толщина материала определяет диаметр заклепок. Все необходимые сведения, относящиеся сюда, сообщены в томе I, стр. 249 и сл.

При определении диаметра d болтов фланцевого соединения следует поступать согласно указаниям на стр. 553 и сл. и при этом еще особенно иметь в виду, что форма полок углового железа (если они не обточены или подкладные шайбы не соответствуют в точности уклону полок) легко может вызвать значительные изгибаю-

---

[1]) Ср. по этому поводу, равно как и о способах предохранения просверленного места от ржавления J. f. G. u. W., 1911, стр. 310 и 846; 1914, стр. 402; 1915, стр. 289 и сл.

*) См. также К. Кодрон, „Горячая обработка металлов", том III (Москва, 1929), стр. 181 и сл., где описано также производство клепаных труб спиральной навивкой полос. *[Ред.]*.

**) DIN 2455 стандартизованы клепаные трубы из литой стали для номин. давлений 1 и 2,5 *кг/см²* номин. диам. от 600 до 2000 *мм* и для номин. давления 6 *кг/см²* номин. диам. от 600 до 1200 *мм*. См. также DIN 2516.

В отношении толщины стенок клепаных труб, рассчитываемой по обычной формуле

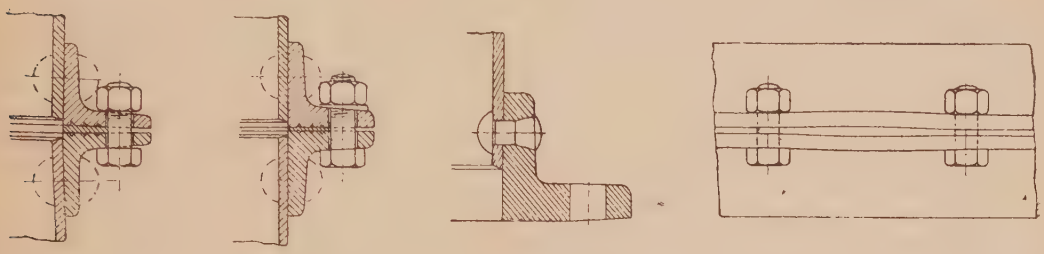
$$s = \frac{D\,p\,x}{2K_z \cdot z} + c,$$

где значения букв указаны на стр. 298 и сл. тома I, следует заметить, что получаемое отсюда значение s меньше того, которое необходимо из соображений прочности пустой трубы на внешнее давление (со стороны грунта). Поэтому величина добавочного члена c в правой части формулы должна быть в каждом отдельном случае сообразована с условиями пролегания трубопровода, характером грунта, условиями движения на поверхности земли в тех местах, где дороги пересекают направление линии трубопровода, и пр. Коэффициент безопасности x принимается равным от 2 до 5. См. по этому поводу книгу А. И. Сидорова, стр. 205. *[Peд.]*.

[2]) О клепаном трубопроводе низкого давления из труб очень большого диаметра см. Z. d. V. d. I., 1910, стр. 1842.

щие напряжения в болтах, что́ ясно видно из фиг. 927 и 928 [1]). Если, как это в последнее время почти всегда делается, задняя поверхность фланца выполнена без уклона, то напряжение на изгиб отпадает. Поэтому обе изображенные конструкции являются неправильными. То же происходит (как это ясно из фиг. 928) в том случае, когда полка, в которой просверлены отверстия под болты, отгибается вследствие недостаточной толщины. Нередко уплотнительные кольца ставят во всю ширину фланца; в подобных случаях фланцы сжимают прокладку снаружи сильнее, чем внутри. Хотя уплотнение по наружной периферии при этом и обеспечено, тем не менее жидкость при не очень большой толщине фланцев имеет возможность просачиваться между их полками и уплотнением и далее — наружу через отверстия

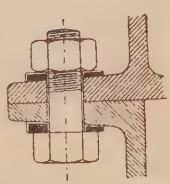
Фиг. 927. Фиг. 928. Фиг. 929. Фиг. 930.



для болтов (ср. также фиг. 854, стр. 504). Поэтому не рекомендуется брать уплотняющую прокладку настолько широкой, чтобы она выступала за пределы окружности отверстий под болты: гораздо целесообразнее поступать так, как показано на фиг. 928. Отступления от этого правила могут быть допущены лишь в тех случаях, когда фланцы сделаны из сравнительно очень толстого углового железа или когда торцевые поверхности фланцев, начиная от болтовых отверстий, обточены кнаружи на конус, так что при соединении двух труб расстояние между обоими фланцами по наружной окружности, примерно, на 4 до 5 *мм* больше, чем по внутренней, как это изображено на фиг. 929. Другой причиной, побуждающей применять уплотняющие кольца, которые доходят только до болтов, является в случае горизонтальных трубопроводов возможность удобного центрирования этих колец. Из фиг. 861, стр. 508, можно уяснить себе деформацию, претерпеваемую приклепанным фланцем, и напряжения, возникающие в связи с ней, в угловом железе, в заклепочном шве и в теле самой трубы.

При выборе толщины s углового железа необходимо принимать во внимание, кроме только что упомянутого обстоятельства, также расстояние между болтами. Прогиба между двумя болтами, подобного изображенному (в преувеличенном виде) на фиг. 930, следует избегать, так как такой прогиб позволяет жидкости, находящейся под давлением, вытекать наружу. Избежать этого можно либо путем утолщения фланцев, либо уменьшением расстояния между болтами, либо, наконец, комбинируя оба эти

Фиг. 931.



[1]) После того, как стало ясно вредное влияние уклона полок фланца, вызывающего в болтах изгибающие напряжения, в продаже появились особые клиновидные шайбы для гаек и для головок болтов. На фиг. 931 изображено соединение двутаврового профиля с уголком при помощи таких шайб. Обычно они изготовляются квадратными из прокатного железа соответствующего профиля. Ср. DIN 434 и435.

средства. Если расстояние между болтами (шаг) не превосходит, примерно, 160 *мм*, то для обычных случаев достаточно брать $s = 1{,}25\,d$.

Для того, чтобы по возможности уменьшить изгибающие напряжения в полках углового железа, из которого сделаны фланцы, болты следует помещать как можно ближе к углу, насколько это допускается возможностью затянуть гайки. С этой целью каждый болт располагают в промежутке между двумя заклепками (ср. фиг. 927 и 928); следовательно, расстояние между болтами становится в зависимость от шага заклепок. Этой зависимости можно избегнуть, применяя заклепки с потайными или полупотайными головками, утопленными с наружной стороны в полке уголка, как изображено на фиг. 929.

2. Сварные трубы.

Здесь следует прежде всего различать трубы, сваренные в стык и трубы, сваренные в напуск (в нахлестку) [1]). В зависимости от способа изготовления, трубы со швом в напуск называются сварными „патентированными“ или сваренными водяным газом. Ср., напр., Mitteilungen des NADI от 10/VI 1922 г., стр. 330. Трубы, сваренные по второму способу, естественно оказываются более прочными. В продаже названные трубы (если не говорить о трубах для специальных целей) называются соответственно газовыми и кипятильными или водогрейными *). Ходовые размеры их приведены в следующих ниже таблицах **).

Для средних и низких давлений применяются также трубы, сваренные автогенным способом. В трубопроводах для больших количеств протекающей воды и незначительных давлений сварные трубы все больше вытесняют клепаные. Они находят применение, наряду с цельнотянутыми трубами, и в трубопроводах с высоким внутренним давлением (ср. ниже, B II, 4, а также Z. d. V. d. I., 1910, стр. 957 и сл.; 1916, стр. 384; 1923, стр. 432).

---

[1]) Производство сварных труб описано в Z. d. V. d. I., 1905, стр. 1921. О сварке водяным газом очень больших труб см. Maschinenbau, 1922, стр. 685 и сл. [См. также А. П. Гавриленко, „Механическая технология металлов“, ч. III, 5-е изд. (М., 1925), стр. 231 и сл. и Кодрон, т. III, стр. 186 и сл. *Ред.].*

*) Германские технические условия на кипятильные (водогрейные) трубы для береговых и судовых паровых котлов, предписанные Регламентами 1908 г. и 1926 г., приведены в томе I, стр. 392 до 394. *[Ред.].*

**) В Германии разработаны следующие стандарты на сварные трубы: DIN 2452—„патентированные“ трубы для номин. давлений от 1 до 50 *кг/см²*, номин. диам. 60 до 400 *мм*: DIN 2453 — трубы, сваренные на водяном газе

для	номин.	давл.	1 до 6	*кг/см²*,	номин.	диам.	250 до 2000	*мм*,
„	„	„	10	„	„	„	250 „ 1200	„
„	„	„	16, 25, 32	„	„	„	250 „ 500	„
„	„	„	40 и 50	„	„	„	250 „ 400	„

DIN 2454 — трубы, сваренные автогенным способом,

для	номин.	давл.	1 и 2,5	*кг/см²*,	номин.	диам.	50 до 2000	*мм*.
„	„	„	6	„	„	„	50 „ 1200	„ .

Газовые трубы, сваренные в стык, еще не стандартизованы. Для пара более или менее высокого давления трубы, сваренные в стык, применять не рекомендуется. *[Ред.].*

Кипятильные трубы
(сваренные в напуск) *)

Наружный диаметр		Нормальная толщина стенок	Вес 1 *м* трубы	Наружный диаметр		Нормальная толщина стенок	Вес 1 *м* трубы
Англ. дюймы	*мм*	*мм*	*кг*	Англ. дюймы	*мм*	*мм*	*кг*
1 1/2	38	2 1/4	1,97	5 1/4	133	4	12,65
1 5/8	41,5	2 1/4	2,17	5 1/2	140	4 1/2	14,90
1 3/4	44,5	2 1/4	2,32	5 3/4	146	4 1/2	15,56
1 7/8	47,5	2 1/4	2,49	6	152	4 1/2	16,22
2	51	2 1/2	2,97	6 1/4	159	4 1/2	17,00
2 1/8	54	2 1/2	3,15	6 1/2	165	4 1/2	17,65
2 1/4	57	2 3/4	3,65	6 3/4	171	4 1/2	18,31
2 3/8	60	3	4,20	7	178	4 1/2	19,08
2 1/2	63,5	3	4,45	7 1/2	191	5 1/2	24,93
2 3/4	70	3	4,90	8	203	5 1/2	26,60
3	76	3	5,35	8 1/2	216	6 1/2	33,20
3 1/4	83	3 1/4	6,35	9	229	6 1/2	35,30
3 1/2	89	3 1/4	6,78	9 1/2	241	6 1/2	37,20
3 3/4	95	3 1/4	7,30	10	254	6 1/2	39,50
4	102	3 3/4	9,01	10 1/2	267	7	44,50
4 1/4	108	3 3/4	9,56	11	279	7 1/2	49,60
4 1/2	114	3 3/4	10,10	11 1/2	292	7 1/2	52,10
4 3/4	121	4	11,46	12	305	7 1/2	54,70
5	127	4	12,03	12 1/2	318	7 1/2	60,50

Трубы, сваренные в напуск, поставляются также с более толстыми стенками, расширенные или суженные на концах, по желанию заказчика, а также с припаянными медными патрубками, и применяются, главным образом, в водотрубных котлах и в котлах с дымогарными трубами (котлы паровозные, судовые, локомобильные, стационарные), в паропроводах и т. д.

Из стали они изготовляются, как правило, лишь по особому заказу. Обычная длина их — от 4 до 5 *м*.

Для трубопроводов воздушного, водяного и парового отопления, а также для паропроводов с незначительным рабочим давлением, трубы эти, диам., примерно, от 102 *мм*, изготовляются также и с меньшей толщиной стенок.

Фирма Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf, поставляет для газо-, водо- и воздухопроводов трубы, сваренные на водяном газе или на коксовом горне,

*) Технические условия на сварные (а также и бесшовные) трубы для паровых котлов, принятые в главных промышленных странах, и различные ведомственные нормы, действующие в СССР, см. в статье А. А. Предтеченского, „Современные требования, предъявляемые к материалам для котлостроения", Изв. Теплотехн. Инст. им. Гриневецкого и Кирша, 1927, № 3 (26), стр. 56—61. *[Ред.]*.

из литой мартеновской стали с сопротивлением на разрыв от 3400 до 4000 *кг/см*^{2}; внутренний диаметр таких труб — от 300 до 1500 *мм*. Свариваемые кромки стальных листов, применяемых для изготовления этих труб, по сообщению фирмы, предварительно состругиваются; сварка производится специальными аппаратами при одновременной обработке шва ударами или давлением. Для получения труб большой строительной длины отдельные барабаны соединяются круговым сварным швом.

Указанная фирма поставляет также трубы, сваренные автогенным способом. Такие трубы недавно стандартизованы комитетом NADI для газо- и водопроводов (DIN 2454; ср. упомянутую на стр. 549 работу „Die Normung im Rohrleitungsbau“).

Газовые трубы

(сваренные в стык) [1]) изготовляются следующих размеров:

Внутр. диам. в англ. дюйм.	(1/8)	1/4	3/8	1/2	(5/8)	3/4	(7/8)	1
„ „ в *мм* . . . . . ~	3	6	10	13	16	20	22	25
Наружн. „ „ „ . . . . . ~	10	13	16,5	20,5	22	26,5	29	33
Вес 1 пог. *м* в *кг*	0,4	0,57	0,87	1,15	1,50	1,72	2,25	2,44

Внутр. диам. в англ. дюйм.	1 1/4	1 1/2	(1 3/4)	2	(2 1/4)	2 1/2	(2 3/4)	3	3 1/2	4
„ „ в *мм* . . . . . ~	32	38	44	51	57	63	70	76	89	102
Наружн. „ „ „ . . . . . ~	42	48	52	60	70	76	81,5	89	102	114
Вес 1 пог. *м* в *кг*	3,4	4,2	4,6	5,8	6,8	7,7	8,9	10	11,5	13,5

Как правило, на склад заводы изготовляют трубы от 3/8″ до 3″.

Трубы для водяного отопления

(Перкинса)

Внутренний диаметр в англ. дюймах	5/8	7/8
„ „ в *мм* . . . . . ~	16	22
Толщина стенок в *мм*	4,5	4,5

Соединение между собой сварных [2]) труб, применяемых в паропроводах и т. д., производится одним из следующих способов: при помощи припаянных, приваренных, навинченных, навальцованных или приклепанных бортовых колец (гладко приточенных или врезанных кольцевым желобком) и свободных вращающихся („вольных“) фланцев, посредством отбортованных концов труб, на которые ложатся фланцы, либо, наконец, при помощи припаянных, навинченных, навальцованных или приваренных, т.-е. неподвижных (постоянных) фланцев. Главное преимущество свободных фланцев заключается в том, что при соединении труб отверстия для болтов можно легко установить друг против друга.

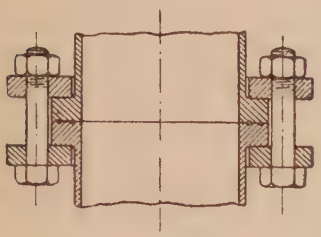
На фиг. 932, 940, 941, а также на фиг. от 994 до 997, изображены приваренные, на фиг. 998 и 999 — навальцованные, на фиг. 1000 и 1001 — приклепанные бурты или бортовые кольца со свободными фланцами и гладкими поверхностями уплотнения, по нормам 1912 г. для паропроводов высокого давления,

[1]) О различных способах изготовления таких труб см., напр., St. u. E., 1907, стр. 371 и сл.

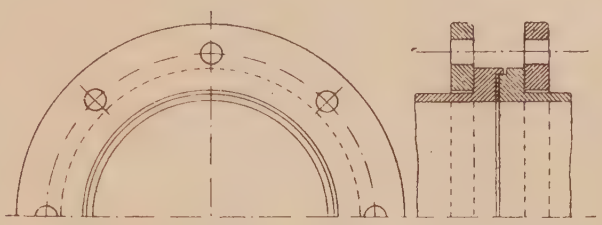
[2]) Описанные в дальнейшем соединения применяются также для цельнотянутых труб, см. раздел B II, 4, и для некоторых типов клепаных труб.

ср. раздел B II, 5 [1]). На фиг. 933 изображено соединение труб с буртами, при чем бурт одной трубы перекрывает бурт другой, а на фиг. 985, соединение гребнем и пазом, в сочетании со свободными фланцами. Из соображений удобства сборки труб, предпочтительно делать один из свободных фланцев выступающим над бортовым кольцом, а поверхности уплотнения — гладкими, как изображено напр., на фиг. 934; ср. Der Betrieb, 1919/20, стр. 139, и фиг. 942.

Фиг. 932.

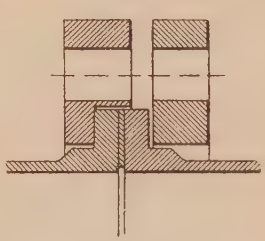


Фиг. 933.



На фиг. 935 изображено соединение труб с отбортованными концами и свободными фланцами в выполнении фирмы Mannesmannröhren-Werke, Düsseldorf, для давлений, примерно, до 6 *ати* в случае воды и, примерно, до 3 *ати* пара. Уплотнением служит резиновое, соотв. асбестовое кольцо, заделанное между двумя медными фасонными кольцами. Впрочем, в зависимости от назначения трубопровода, могут применяться также гладкие уплотнительные кольца из резины, асбеста, клингерита или чисто металлические.

Фиг. 934.



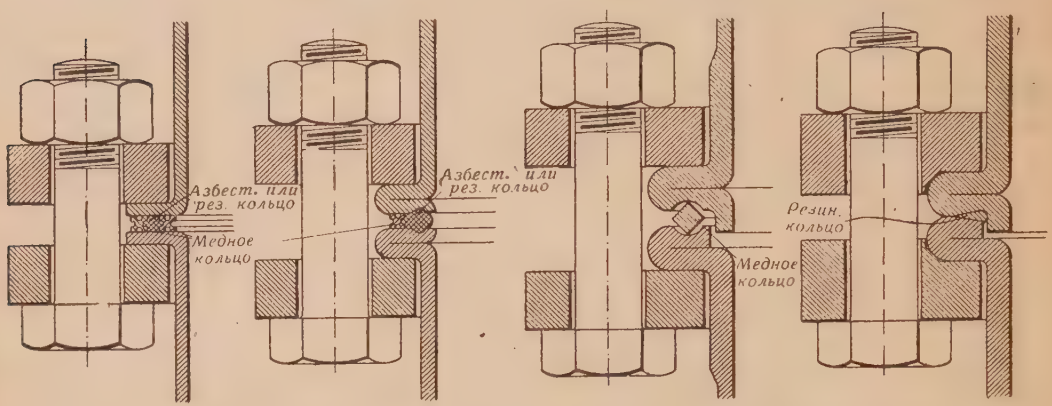
Соединение труб посредством двойной отбортовки и свободных фланцев, в выполнении той же фирмы, изображено на фиг. 936 (герм. пат. 350 533); оно находит применение как для низких, так и для высоких давлений. Уплотняющее кольцо изготовлено здесь из резины или асбеста и охвачено снаружи фасонным медным кольцом. При давлениях выше 50 *ати* указанная фирма употребляет изображенное на фиг. 937 массивное медное кольцо остроугольного (ромбоидального) или овального профиля. Прокладка лежит в кольцевом желобке, проточенном в отвороте трубы. Соединение по фиг. 937 отличается от соединения по фиг. 936 тем, что оно центрируется выступом на одном из бортов. Если толщина стенок трубы меньше 5 или 5,5 *мм*, то она осаживается на концах до этой толщины или же прокатывается с утолщением на концах.

На фиг. 938 изображено уплотнение при помощи кольца из резины круглого профиля, применяемое в трубопроводах для водоснабжения или для подвода воды к турбинам, собранных из сварных труб. Соединение упомянутой фирмы, изображенное на фиг. 939 (герм. пат. № 150 809 от 30/X 1902 г.), имеет то преимущество, что позволяет применять разъемные бортовые кольца и передвигать свободные фланцы вдоль трубопровода, поверх отогнутых бортов труб. Двойной борт (фиг. 936,

[1]) Относительно фланцевых соединений, предложенных Комитетом NADI., ср. уже неоднократно упомянутую работу „Die Normung im Rohrleitungsbau“, а также B II, 5, в конце. [Сводка многочисленных стандартизованных в Германии соединений, изображенных и описанных ниже, имеется в книге Ретшера, т. I, стр. 360 и сл. *Ред.*].

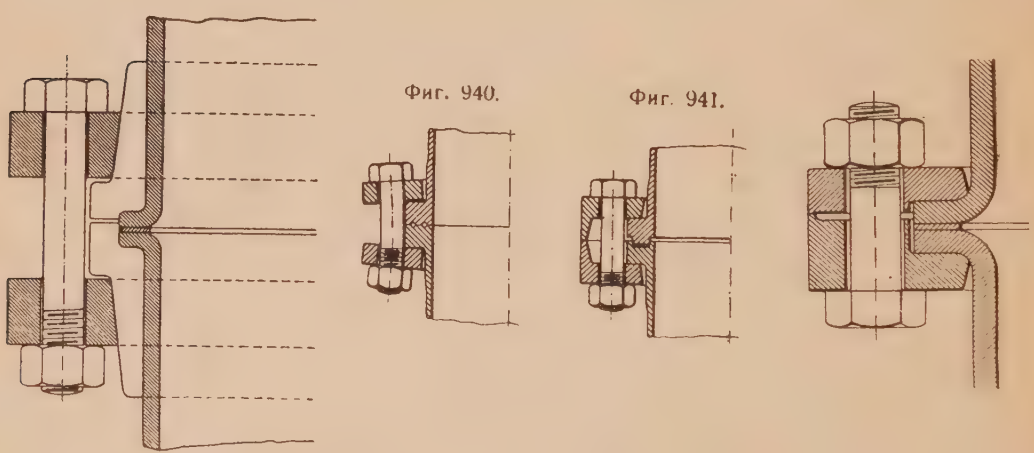
937, 938) обладает большей жесткостью и прочностью, нежели ординарный (фиг. 935, 939, 942) и отличается также большей сопротивляемостью срабатыванию протекающей жидкостью, к которой обычно бывают примешаны твердые частицы различных материалов.

Фиг. 935. Фиг. 936. Фиг. 937. Фиг. 938.



При высоких давлениях свободные фланцы должны делаться очень прочными, так как в этом случае они испытывают большие напряжения на изгиб и на скручивание (см. ниже). Толщина фланца, показанная на фиг. 932, является достаточной только при малых давлениях; при более высоких давлениях следует опасаться дефор-

Фиг. 939. Фиг. 940. Фиг. 941. Фиг. 942.

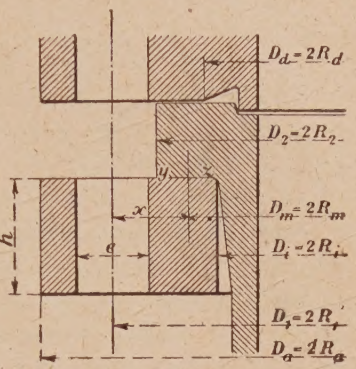


мации, изображенной в преувеличенном виде на фиг. 940. Возможность ее успешно устранена в конструкции Янке (Janke), фиг. 941, выполняемой Акц. О-вом „Феррум“ (A.-G. Ferrum, Zawodzie bei Kattowitz). На фиг. 942 изображено сходное по принципу действия соединение труб с отбортованными концами, в выполнении той же фирмы (ср. также Z. d. V. d. I., 1910, стр. 961).

На фиг. 943 изображено соединение железной трубы большого диаметра с литым стальным или бронзовым корпусом клапана, предназначенное для высоких давлений

пара, примерно, до 20 *ати* [1]). Железная труба имеет на одном конце бортовое кольцо, на которое опирается свободный фланец. В отношении уплотнения ср. фиг. 863 до 865, стр. 510; для пара следует, впрочем, применять особо приготовленную резину (с большим количеством графита). Посыпания поверхностей треугольного желобка графитом оказывается достаточным, чтобы предохранить материал прокладки от пригорания к этим поверхностям.

Фиг. 943.

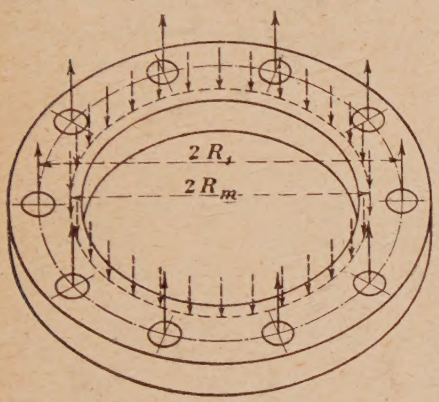


Расчет свободного фланца можно производить по приближенному методу, предложенному автором (ср. стр. 501 и сл.); он состоит в том, что фланец, нагруженный по фиг. 944, рассматривается как тело, испытывающее напряжение на изгиб, так что излома его следует ожидать по диаметральному сечению (см. фиг. 945).

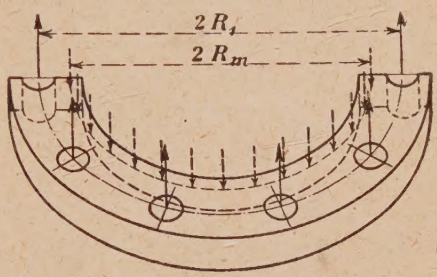
При давлении жидкости p и обозначениях, указанных на фиг. 943, 944 и 945, получается уравнение изгиба

$$0{,}5\,\pi R_d^2 p\left(\frac{2R_1}{\pi} - \frac{2R_m}{\pi}\right) \leqq \frac{1}{6}\, k_b (2R_a - 2R_i - 2e)\, h^2,$$

Фиг. 944.



Фиг. 945.



если поправочный коэффициент μ, который, вообще говоря, нужно вводить при пользовании этим приближенным методом расчета, принять здесь равным 1. Отсюда далее следует

$$R_d^2 p (R_1 - R_m) \leqq \frac{1}{3}\, k_b (R_a - R_i - e)\, h^2,$$

$$h \geqq R_d \sqrt{3\,\frac{p(R_1 - R_m)}{k_b (R_a - R_i - e)}} \qquad (599)\ [2])$$

[1]) Подробности об опытах с подобными соединениями, произведенных автором, приводятся в издании „Versuche über die Widerstandsfähigkeit von Kesselwandungen", Heft IV, а также в Z. d. V. d. I., 1899, стр. 321 и сл.

[2]) Вестфаль (M. Westphal), который аналитически и с возможной строгостью трактовал проблемы, связанные с фланцевыми соединениями (см. Z. d. V. d. I., 1897, стр. 1036 и сл.), получил для свободного фланца два уравнения, вследствие наличия в нем болтовых отверстий. По поводу этих расчетов см. указанный источник. См. также пояснения автора по этому вопросу в Z. d. V. d. I., 1899, стр. 325 и 326. Вестфаль решает в этом же номере журнала также и ту задачу, для которой автором был предложен приближенный способ, указанный на стр. 501 и сл., однако, более строгим путем.

Например, для трубы внутреннего диаметра в 300 *мм*, при значениях

$$R_d = 176\ мм, \qquad R_1 = 207{,}5\ мм, \qquad R_m = 180{,}5\ мм,$$
$$R_a = 235\ мм, \qquad R_i = 170\ мм,$$
$$e = 28\ мм, \qquad h = 45\ мм, \qquad p = 20\ ати,$$

величина напряжения на изгиб k_b получается равной

$$k_b = 3\,\frac{17{,}6^2 \,.\, 20 \,.\, (20{,}75 - 18{,}05)}{(23{,}5 - 17{,}0 - 2{,}8) \,.\, 4{,}5^2} = 670\ кг/см^2.$$

В уравнении (599) ясно обнаруживается (ср. фиг. 943) влияние радиуса R поверхности уплотнения и плеча момента $x = R_1 - R_m$, а также ширины свободног фланца $R_a - R_i - e$. Это показывает, что при высоких значениях давления p жид кости, значения x, равно как и D_d, не следует брать бо́льшими, чем это необходим

Если соединение выполнено таким образом, что соприкосновение между бор товым кольцом и свободным фланцем происходит ближе к z, чем к y, то напряжени свободного фланца на изгиб увеличивается, но зато уменьшается напряжение н изгиб стенок трубы; наоборот, если средняя точка соприкосновения передвигаетс ближе к y, то первое напряжение уменьшается, тогда как второе увеличивается. Т и другое показывает, что размер D_2 не следует брать больше, чем это необходим

Наружный диаметр фланца D_a нужно выбирать, сообразуясь с размерами кор пуса клапана, притом так, чтобы было удобно вставлять болты и затягивать гайк

Изгибающий момент, действующий через бортовое кольцо на стенки труб требует достаточной высоты кольца; на это следует обращать особенное вниман в тех случаях, когда кольцо укреплено на трубе на резьбе, как изображено, напр на фиг. 948. Это правило часто нарушают (ср. фиг. 861, стр. 508, и относящий к ней текст).

Скос под углом в 45° на внутренней стороне свободного фланца, которою о опирается на бортовое кольцо (ср. фиг. 995, 997, 999 и 1001), предписываемы нормами Союза Германских Инженеров для паропроводов высокого давления, бы предложен Вестфалем (M. Westphal); он при этом руководился теми сообр

Относительно экспериментального исследования фланцевых соединений ср. работ указанную в выноске на стр. 575, а также В II, 5, d.

[Вывод Баха основан на допущении, что опасное сечение свободного фланца сохр няет свою первоначальную прямоугольную форму и что нейтральная линия остается пара лельной длинным сторонам прямоугольника. На самом же деле, под давлением распределенн по окружности сил элементы фланца несколько поворачиваются, и фланец принимает прибл зительно коническую форму. Вестфаль, принимая в расчет эту деформацию фланца, получ для наибольшего напряжения его выражение

$$\sigma = \pm \frac{3\pi R_d^2 p\,(2R_1 - 2R_m)}{2\pi R_i h^2 \ln \dfrac{R_a}{R_i}},$$

если пренебречь ослаблением фланца отверстиями под болты, и

$$\sigma_1 = \pm \frac{3\pi R_d^2 p\,(2R_1 - 2R_m)}{2\pi R_i h^2 \ln \dfrac{2R_a}{2R_1 + e} \cdot \dfrac{2R_1 - e}{R_i}},$$

если отверстия под болты заменить круговым пазом шириною e. Действительное значен наибольшего напряжения заключается, очевидно, между σ и σ_1. *Ред.*].

Бібліотека Київського Наук.-Тех. Відділ

ИЗДАТЕЛЬСТВО „КНИГА“
Ленинград, Внутри Гостиного Двора, 120, тел. 134-34
Москва, Тверская, Б. Гнездниковский, 10, тел. 264-61